

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Dynamické chování proudění v potrubí s olejem

Dynamic Behavior of Flow in Pipeline with Oil

Student:	Bc. Petr Puczok
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Jana Jablonská, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Puczok**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Dynamické chování proudění v potrubí s olejem**
Dynamic Behavior of Flow in Pipeline with Oil
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte teorii nestacionárního proudění a definujte možnosti matematického modelování nestacionárního proudění.
2. Popište hydraulický obvod pro měření hydraulického rázu (olej), proveďte měření a stanovte metodiku měření.
3. Vytvořte v softwaru Matlab SimHydraulics model hydraulického obvodu pro měření hydraulického rázu a sestavte metodiku modelování dynamických změn.
4. Proveďte zhodnocení úlohy a porovnání s experimentálním měřením.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] KOZUBKOVÁ, M. *Matematické modely kavitace a hydraulického rázu*. Monografie. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 130 s. ISBN 978-80-248-2043-9.
- [2] KOZUBKOVÁ, M., DRÁBKOVÁ, S. Modelování proudění oleje jako stlačitelné kapaliny (hydraulický ráz). In *12. uživatelská konference FLUENT 2006*, 7. – 9. březen 2006. Hrotovice: TechSoft Engineering, 2006. s. 153-160. ISBN 80-239-7211-1.
- [3] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování a simulace tekutinových systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2014. 180 s.
- [4] HRUŽÍK, L., KOZUBKOVÁ, M. *Dynamika tekutinových mechanismů – návody do cvičení*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2006. 82 s. URL: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Hruzik-dynamikanavody.pdf>
- [5] HRUŽÍK, L. Dynamika hydraulického vedení. In *20th Conference with International Participation Computational Mechanics 2004*. Západočeská univerzita v Plzni, 2004. ISBN 80-7043-314-0.
- [6] BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Springer: 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.
- [7] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. 172 s. ISBN 80-7078-8.
- [8] KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. SNTL Praha, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.
- [9] JANALÍK, J. *Měření tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. 155 s.
- [10] ZYMÁK, V. *Dynamika pulsujícího průtoku*. Brno, 1994. 210 s. ISBN 80-85895-00-5.
- [11] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. srpen 1997.
- [12] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. 1996.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jana Jablonská, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě: 15.5.2017


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci použít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017


.....
podpis

Petr Puczok

Rodinná 233/5, Těrlicko

735 42

Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování paní Ing. Janě Jablonské, Ph.D. za její cenné rady, připomínky, trpělivost a ochotu při vedení mé diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PUCZOK, P. *Dynamika chování proudění v potrubí s olejem: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2017, 78s. Vedoucí práce: Jablonská, J.

Diplomová práce se zabývá dynamickým chováním proudění v potrubí s olejem. V teoretické části je popsáno ustálené a neustálené proudění, objemový modul pružnosti hydraulické kapaliny a vliv vzduchu, který je při výpočtech důležitý, jelikož dokáže ovlivnit dynamické chování hydraulických systémů. Dále je v teoretické části uvedena dynamika tlakového ventilu a matematické modelování. V praktické části je popsán hydraulický obvod pro měření hydraulického rázu v olejovém potrubí a jeho ovládání. Matematické modelování naměřených průběhů je realizováno na základě okrajových podmínek z měření a je uskutečněno v programu Matlab SimHydraulics. V diplomové práci je modelován přímý hydraulický ráz se zapojeným zubovým průtokoměrem i s přílohným průtokoměrem. Pro obvod s přílohným průtokoměrem je vymodelován i nepřímý hydraulický ráz. Také je vyhodnocen vliv zubového průtokoměru při modelování. V poslední kapitole je pak srovnáno měření tlaku před uzavíraným ventilem a matematickou simulací. Výsledky srovnání jsou ve shodě.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Hydraulický ráz, Simulace, Matematický model, Neustálené proudění, Modul pružnosti kapaliny, Olej.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PUCZOK, P., *Dynamic Behavior of Flow in Pipeline with Oil: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2017, 78p. Thesis head: Jablonská, J.

This Master thesis is dealing with dynamic behavior of flow in pipeline with oil. In theoretical part are defined steady and unsteady flow and modulus of elasticity of hydraulic fluid including the air influence. Modulus of elasticity of hydraulic fluid is important because it can influence dynamics behavior of hydraulic systems. In theoretical part are also described dynamic of pressure valve and mathematical modeling. In the practical part is defined hydraulic circuit for measuring hydraulic shock. In this part is described control of demonstration stand too. Mathematical modeling is realized in computer program Matlab SimHydraulics. In Master thesis is modeling direct hydraulic shock for circuits with gear flow meter and with ultrasonic fluid flow meter. For the circuit with the ultrasonic fluid flow meter is modeling indirect hydraulic shock too. Simulation and subsequent comparison with the experiment is included in the last section. Results of comparison are the same.

KEY WORD:

Hydraulic shock, Simulation, Mathematical model, Unsteady flow, Bulk modulus, Modulus of elasticity of hydraulic fluid, Oil.

Obsah

Seznam použitého značení.....	10
1. Úvod	13
2. Úvod do problematiky	15
2.1. Ideální a skutečná kapalina	15
2.2. Ustálené a neustálené proudění	15
3. Objemový modul pružnosti hydraulické kapaliny	16
3.1. Vliv vzduchu v hydraulickém oleji na objemový modul pružnosti	16
3.1.1. Rozpuštěný vzduch v kapalině	16
3.1.2. Nerozpuštěný vzduch v kapalině	17
4. Nestacionární proudění.....	18
4.1. Nestacionární proudění nestlačitelné kapaliny.....	18
4.2. Nestacionární proudění stlačitelné kapaliny	19
4.3. Částečný hydraulický ráz	21
5. Dynamika tlakového ventilu	22
6. Matematické modelování	25
6.1. Tvorba matematického modelu.....	26
6.2. Elektrická analogie hydraulických odporů.....	26
6.2.1. Odpor proti pohybu.....	27
6.2.2. Odpor proti zrychlení.....	29
6.2.3. Odpor proti deformaci	30
7. Měření hydraulického rázu	31
7.1. Popis obvodu se zubovým průtokoměrem	31
7.2. Specifikace použitých prvků	34
7.3. Demonstrační stand	39
7.3.1. Popis ovládání demonstračního standu (DS)	39
7.4. Postup měření.....	42
7.5. Vyhodnocení měření hydraulického rázu zavřením ventilu YV1.....	44

7.5.1. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu	46
7.6. Měření hydraulického rázu s použitím příložného průtokoměru	47
7.6.1. Vyhodnocení měření hydraulického rázu zavřením ventilu YV1	49
7.6.2. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu	51
7.6.3. Vyhodnocení měření hydraulického rázu uzavřením ventilu YV2	52
7.6.4. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu	54
7.7. Porovnání měření hydraulického rázu	55
8. Simulace – metoda elektrohydraulické analogie	57
8.1. Návrh matematického modelu pro ustálený stav	57
8.2. Návrh matematického modelu hydraulického obvodu se zubovým průtokoměrem	58
8.2.1 Popis matematických bloků pro model se zubovým průtokoměrem	59
8.2.2. Vyhodnocení a porovnání simulace hydraulického rázu s měřením (obvod se zubovým průtokoměrem)	68
8.3. Návrh matematického modelu hydraulického obvodu s příložným průtokoměrem	69
8.3.2. Pozměněné matematické bloky pro model s příložným průtokoměrem	71
8.3.3. Vyhodnocení a porovnání simulace měření hydraulického rázu s měřením	72
9. Závěr	74
10. Seznam použité literatury	76
11. Seznam příloh	78

Seznam použitého značení

C_H	hydraulická kapacita	$[\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^2]$
D	vnější průměr potrubí	$[\text{m}]$
E	Youngův modul pružnosti potrubí	$[\text{Pa}]$
E_D	deformační práce	$[\text{J}]$
E_k	kinetická energie	$[\text{J}]$
F	síla	$[\text{N}]$
K	modul pružnosti kapaliny	$[\text{Pa}]$
K_c	objemový modul pružnosti celkový	$[\text{Pa}]$
K_K	modul pružnosti čisté kapaliny bez vzduchu	$[\text{Pa}]$
K_{p16}	součinitel tlaku a světlosti potrubí o vnitřním průměru $d = 16 \text{ mm}$	$[\text{m}/\text{Pa}]$
K_{p20}	součinitel tlaku a světlosti potrubí o vnitřním průměru $d = 20 \text{ mm}$	$[\text{m}/\text{Pa}]$
L_H	hydraulický odpor proti zrychlení	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}]$
Q	průtok	$[\text{m}^3/\text{s}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
R_{HLam}	hydraulický odpor třením a místní odpory při proudění kapaliny při laminárním proudění	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{s}^{-1}]$
R_{HTur}	hydraulický odpor třením a místní odpory při proudění kapaliny při turbulentním proudění	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-7} \cdot \text{s}^{-2}]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$
T_{bv}	doba běhu vlny	$[\text{s}]$
T_{per}	perioda	$[\text{s}]$
T_z	čas uzavírání	$[\text{s}]$
V	původní objem kapaliny	$[\text{m}^3]$
ΔV	modul stlačitelnosti kapaliny	$[\text{Pa}^{-1}]$

V_g	geometrický objem čerpadla	[m ³]
V_k	objem kapaliny	[m ³]
V_{vr}	objem rozpuštěného vzduchu v kapalině	[m ³]
Z	svodová propustnost	[N ⁻¹ ·m ⁵ ·s ⁻¹]
a	zrychlení sloupce kapaliny	[m/s ²]
a_s	skutečná rychlost zvuku v kapalině	[m/s]
a_t	teoretická rychlost zvuku v kapalině	[m/s]
d	vnitřní průměr potrubí	[m]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
h	výška	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
l	délka potrubí	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	polytropický koeficient	[1]
n_e	otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_a	počáteční (atmosférický) tlak	[Pa]
p_r	řídící tlak	[Pa]
p_{ref}	atmosférický tlak	[Pa]
p_z	koncový (atmosférický) tlak	[Pa]
Δp	stoupnutí tlaku	[Pa]
$\Delta p_{\check{c}}$	stoupnutí tlaku při částečném hyd. rázu	[Pa]
s	tloušťka stěny potrubí	[m]
t	čas	[s]
t_{uz}	doba uzavírání ventilu YV1 a YV2	[ms]

t_z	doba uzavření	[s]
v	rychlost	[m/s]
v_m	střední rychlost měřeného média	[m/s]
x_m	vůle mezi řídicím pístem m_r a kuželkou m_k	[m]
α	relativní obsah plynu v oleji při atmosférickém tlaku	[1]
δ	součinitel stlačitelnosti	[Pa ⁻¹]
κ	poddajnost potrubí	[N/m]
λ	součinitel tření	[1]
μ	Poissonova konstanta	[1]
ρ	hustota	[kg/m ³]

Značky:

HG	hydrogenerátor
M	elektromotor
N	nádrž
PV	pojistný ventil
MK	měřicí kostka
H	hadice
KK	kulový kohout
PR	průtokoměr
YV1	ventil na konci potrubí
YV2	ventil na začátku potrubí
DS	demonstrační stend
F	odpadní filtr
PC	počítač
M5050	univerzální měřicí zařízení

1. Úvod

Diplomová práce se zabývá dynamickým chováním proudění v potrubí s olejem v experimentálně sestaveném obvodu nacházejícího se v laboratoři Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení. S hydraulickým rázem se lze setkat v mnoha odvětvích průmyslu, kde jsou použita hydraulická zařízení. Jedná se o přeměnu kinetické energie na deformační práci. Tato přeměna se projeví změnami průtoku a tlaků. Hydraulický ráz je nežádoucím fyzikálním jevem, kterému se snaží moderní hydraulika zabránit. V krajních situacích totiž může hydraulický ráz poškodit nebo dokonce zničit potrubí či jiná zařízení.

Cílem diplomové práce je popsat a namodelovat obvod pro měření hydraulického rázu v laboratoři Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení. Měření je důležitou částí diplomové práce, jelikož z něj jsou získány data pro okrajové podmínky, které jsou nezbytné pro následné matematické modelování. Matematický model pro měření hydraulického rázu je vytvořen v počítačovém programu Matlab SimHydraulics.

V praktické části diplomové práce je popsán hydraulický obvod pro měření hydraulického rázu při uzavírání ventilu na začátku a konci potrubí. Při měření hydraulického rázu jsem využil dvě metody měření průtoku. V prvním měření hydraulického rázu je pro určení průtoku použit zubový průtokoměr. Ve druhém měření je průtok určen neinvazivním ultrazvukovým příložným průtokoměrem. Všechny prvky nacházející se v obvodu jsou popsány v diplomové práci, také je navržen postup měření a popsáno ovládání demonstračního stendu. Výsledky měření slouží, jak již bylo zmíněno jako základ pro matematické modelování hydraulického rázu.

Matematický model pro měření hydraulického rázu je vytvořen v prostředí programu Matlab Simulink využívající podknihovnu SimHydraulics. Podknihovna obsahuje širokou škálu matematicky popsaných modelů hydraulických prvků. Modely jsou označeny jako bloky, ve kterých lze nastavit parametry hydraulických prvků. Parametry jsou získány například z katalogových listů výrobců daných hydraulických prvků nebo z měření. Všechny použité bloky včetně schémat matematických modelů jsou popsány v diplomové práci.

Vyhodnocená měření jsou v poslední části diplomové práce srovnána se simulacemi a následně zpracována pomocí tabulek a grafů v programu Microsoft Excel. Byla provedena řada měření pro různé průtoky. V práci je vyhodnocen přímý hydraulický ráz se zapojeným zubovým průtokoměrem a příložným průtokoměrem a také nepřímý hydraulický ráz se zapojeným příložným průtokoměrem. U modelování nepřímého hydraulického rázu jsou využity pro měření rázu dva matematické modely s různým obsahem vzduchu, které jsou srovnány s laboratorním měřením.

2. Úvod do problematiky

V úvodní kapitole jsou stručně popsány rozdíly mezi ideální a skutečnou kapalinou a mezi ustáleným a neustáleným prouděním.

2.1. Ideální a skutečná kapalina

Ideální a skutečná kapalina jsou pojmy, se kterými se často můžeme ve fyzice setkat. Ideální kapalina je dokonale tekutá, bez vnitřního tření a je zcela nestlačitelná. Má stejnou hustotu v jakékoliv její části. Ideální kapalinu si lze představit jako model, protože jí nikdy nemůže být dosaženo. Proto se například využívá k usnadnění při různých výpočtech.

Se skutečnou též reálnou kapalinou se můžeme setkat v běžném životě. Na rozdíl od ideální kapaliny má reálná kapalina vnitřní tření a dá se mírně stlačit. Hustota reálné kapaliny je v různých částech obvodu mírně odlišná, jelikož závisí na teplotě a tlaku. Popis reálné kapaliny je velmi složitý, proto se ve fyzice využívají idealizace, které umožňují jednodušší popis reálných jevů.

Jednou z idealizací je, že vazká kapalina není stlačitelná, ale má vnitřní tření. Stlačitelná kapalina je kapalina, jejíž hustota závisí na tlaku. Kapalina nestlačitelná nemění svůj objem a její hustota je konstantní.

2.2. Ustálené a neustálené proudění

Zjednodušeně řečeno lze proudění popsat jako pohyb kapaliny v jednom směru. Dle časové závislosti lze rozdělit proudění kapalin na:

- a) **ustálené proudění** (průtok je konstantní, nezávislý na čase a dráze), můžeme ho dále dělit na:
 - **rovnoměrné proudění** (rychlost i plocha průtočného průřezu jsou konstantní)
 - **nerovnoměrné proudění** (rychlost i plocha průtočného průřezu jsou funkcemi dráhy)
- b) **neustálené proudění** (průtok i plocha průtočného průřezu jsou funkcemi času a dráhy).

3. Objemový modul pružnosti hydraulické kapaliny

Stlačitelnost je schopnost kapaliny nepatrně zmenšit svůj objem při zvýšení tlaku a je velmi významnou vlastností hydraulického oleje. Obrácená hodnota stlačitelnosti je objemový modul pružnosti, který hraje velmi důležitou roli při výpočtech a ovlivňuje dynamiku hydraulických systémů. Objemový modul pružnosti je závislý na tlaku, teplotě a množstvím rozpuštěného vzduchu. Největší vliv má na objemový modul pružnosti množství vzduchu, jelikož je vzduch mnohem více stlačitelný. Teoretická hodnota modulu pružnosti pro minerální olej se v praxi uvádí v rozmezí $K = (1,4 - 1,8) \cdot 10^9 \text{ Pa}$ [9], [10], [12].

Existuje mnoho metod, které vedou k určení objemového modulu pružnosti. Například metodou odebírání vzorků, anemometrií, fotoelektrickými metodami, měřením hustoty, měřením rychlosti zvuku nebo kapacitními metodami. Avšak měření je špatně realizovatelné především v provozních podmínkách a proto se jeho hodnota určuje empiricky nebo se odhaduje. V diplomové práci byl objemový modul pružnosti určen z doby běhu vlny a následně rychlosti zvuku při hydraulickém rázu. Tento modul pružnosti je však určen jako časově nezávislý na tlaku. Tato skutečnost ovlivňuje přesnost výpočtu [1], [13].

3.1. Vliv vzduchu v hydraulickém oleji na objemový modul pružnosti

V minerálním oleji se vzduch vyskytuje ve dvou modifikacích: jako rozpuštěný a nerozpuštěný ve směsi s olejem. Nerozpuštěný vzduch může mít negativní účinky v hydraulických systémech, protože se zvyšuje jeho stlačitelnost, která ovlivňuje statické a zejména dynamické vlastnosti hydraulických prvků a systémů. Stlačitelnost je vyjádřena formou objemového modulu pružnosti, odporu proti deformaci, kapacitou nebo koncentrací nerozpuštěného vzduchu. Těmito veličinami lze popsat matematický model chování hydraulického systému [9], [11].

3.1.1. Rozpuštěný vzduch v kapalině

V tomto stavu představuje vzduch chemickou vazbu atomu kyslíku a dusíku na molekuly oleje. Rozpouštění vzduchu v oleji se řídí Henryho zákonem:

$$V_{vr} = V_k \cdot k \cdot \frac{p_z}{p_a} \quad (3.1.)$$

kde k absorpční součinitel, pro směs olej – vzduch je $k = (0,093 \div 0,11)$ [11].

Je mírně závislý na teplotě, ale v rozmezí teplot 20°C až 80°C můžeme tuto závislost zanedbat. Dle Henryho vztahu obsah vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě 10°C je asi 11% objemu oleje. S rostoucím tlakem se tato hodnota lineárně zvyšuje. Při porušení rovnovážného stavu, při kterém došlo k nasycení oleje vzduchem, a to v důsledku změny tlaku či teploty oleje, dochází k uvolňování molekul vzduchu a ke vzniku bublin, čímž se vytváří směs oleje se vzduchem nebo naopak dochází k rozpuštění dalšího vzduchu v oleji [11].

3.1.2. Nerozpuštěný vzduch v kapalině

Nerozpuštěný vzduch se v kapalině nejčastěji vyskytuje v důsledku změny tlaku, teploty a rychlostí proudění. Dalšími příčinami mohou být přisávání vzduchu netěsnostmi vedení a nádrže nebo v provzdušňování oleje nesprávně upravenými výtoky. Takto vzniklá směs mění vlastnosti oleje. Proto se kapalina obecně předpokládá jako vícefázová homogenní směs kapaliny a vzduchu o malém objemovém množství. Modul pružnosti směsi je dán vztahem (3.2) [1], [11].

$$K = K_K \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \left(\frac{p_{ref}}{p_{ref} + p} \right)^{1/n}}{1 + \alpha \cdot \frac{p_{ref}^{1/n}}{n \cdot (p_{ref} + p)^{\frac{n+1}{n}}}} \quad (3.2.)$$

Ve vztahu (3.2) se vyskytuje modul pružnosti čisté kapaliny bez vzduchu K_K . Tento modul pružnosti je dán vztahem (3.3) [1].

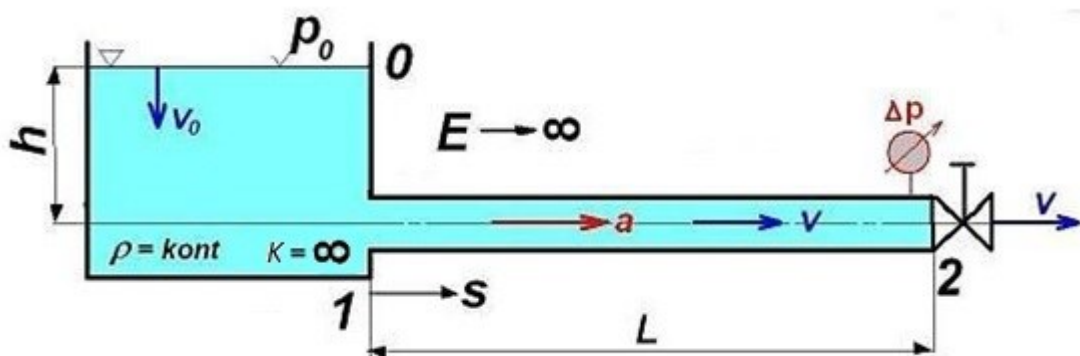
$$K_K = -V_K \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V_K} \quad (3.3.)$$

4. Nestacionární proudění

V této kapitole bude probráno nestacionární proudění stlačitelné a nestlačitelné kapaliny. Při nestacionárním (neustáleném) proudění jsou veličiny závislé na čase viz kapitola 2.2.

4.1. Nestacionární proudění nestlačitelné kapaliny

Integrací Eulerovy rovnice hydrodynamiky byla získána pro dokonalou kapalinu (nestlačitelnou a bez vnitřního tření) rovnice Bernoulliho. Následující rovnice (4.1) obecně platí pro neustálené proudění [3]:



Obr. 4.1 Neustálený proud v potrubí [3]

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h + \int_l \frac{\delta v}{\delta t} \cdot \overline{ds} = konst \quad (4.1)$$

Pro nejjednodušší případ neustáleného proudění, kdy kapalina je nestlačitelná ($\rho = konst$, $K \rightarrow \infty$), potrubí je tuhé ($E \rightarrow \infty$) a stálého průřezu, je rychlost proudění jen funkcí času $v = v(t)$ a integrál v rovnici (4.1) lze vyčíslit [2]:

$$\int_l \frac{\delta v}{\delta t} \cdot \overline{ds} = \int_l \frac{\delta v}{\delta t} \cdot ds = \int_l a \, ds = a \int_l ds = a \cdot l \quad (4.2)$$

Bernoulliho rovnice pro neustálené proudění nestlačitelné kapaliny v tuhém potrubí má tvar:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h + a \cdot l = konst \quad (4.3)$$

kde a je zrychlení sloupce kapaliny v potrubí o délce l . Pro průřezy 1 v nádrži a na konci potrubí 2 (obr. 4.1), jímž protéká skutečná kapalina nestacionárním prouděním při náhlém uzavření ventilu na konci potrubí, platí rovnice Bernoulliho [2]:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v^2}{2} + a \cdot l + g \cdot h_z \quad (4.4.)$$

Při odvození rovnice (4.4) se však neuvažovala stlačitelnost kapaliny, což je výrazným zjednodušením rovnice, tudíž výsledky řešených úloh platí pouze pro malá zrychlení kapalinového sloupce [2].

4.2. Nestacionární proudění stlačitelné kapaliny

Pokud dochází k významným změnám tlaku, které jsou dostatečné velké na to, aby poškodili potrubí, je potřeba brát v úvahu stlačitelnost kapaliny a neustálené proudění vyšetřovat jako hydraulický ráz. Hydraulický ráz je typickým příkladem nestacionárního izotermického proudění stlačitelné kapaliny. Nestacionární proudění kapaliny v potrubí, v hydraulických prvcích a v úlohách technické praxe se obvykle řeší jako jednorozměrné proudění [1].

Při respektování stlačitelnosti kapaliny je nutné uvažovat známý přístup aplikovaný k řešení hydraulického rázu v jednoduchém vodorovném potrubí. Při rovnosti deformační práce a kinetické energie sloupce proudící kapaliny se po úpravách dostane zvýšení tlaku na konci potrubí. Původní odvození předpokládá okamžité uzavření armatury na konci potrubí v průřezu 2 (obr. 4.1.):

$$\Delta p = \rho \cdot a_s \cdot v \quad (4.5.)$$

Rovnice (4.5.) vyjadřuje zvýšení tlaku a platí pro totální hydraulický ráz. Totální ráz respektuje změnu tlaku na konci potrubí. Doba běhu vlny od ventilu k nádrži a zpět je určena vztahem [1]:

$$T_{bv} = \frac{2 \cdot l}{a_s} \quad (4.6.)$$

Kapalina v hydraulických prvcích se předpokládá izotermní a nestlačitelná. V následující rovnici (4.7.) je zahrnut vliv stlačitelnosti kapaliny a vliv poddajnosti potrubí.

$$a_t = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (4.7.)$$

Skutečná rychlost zvuku v hydraulickém systému se definuje pomocí teoretické rychlosti zvuku v kapalině a koeficientu κ (definovaný pro tenkostěnné a tlustostěnné potrubí), který respektuje poddajnost potrubí [1]:

$$a_s = \kappa \cdot a_t \quad (4.8.)$$

$$\kappa = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{d}{s} \cdot \frac{K}{E}}} \quad (4.9.)$$

Stoupnutí tlaku při hydraulickém rázu se dostane z rovnosti kinetické energie a deformační práce při stlačení kapaliny v potrubí. Za určitý čas po uzavření armatury se dostane rázová vlna do vzdálenosti x od uzávěru. Sloupce kapaliny o délce x se zastaví a jeho kinetická energie (obr. 4.1) se určí:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot x \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \quad (4.10.)$$

Tato energie se přemění na deformační práci potřebnou ke stlačení sloupce x o Δx :

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \Delta x = \frac{1}{2} \cdot \Delta p \cdot S \cdot \Delta x = \frac{1}{2} \cdot \Delta p \cdot \Delta V \quad (4.11.)$$

Z rovnosti $E_K = E_D$ se dostane:

$$\rho \cdot V \cdot v^2 = \Delta p \cdot \Delta V \Rightarrow \frac{\Delta V}{V} = \frac{\rho \cdot v^2}{\Delta p} \quad (4.12.)$$

Součinitel stlačitelnosti je dán modulem stlačitelnosti kapaliny:

$$\delta = \frac{1}{K} = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p} \Rightarrow \frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{K} \quad (4.13.)$$

Z porovnání rovnice (4.12) a (4.13) se dostane:

$$\frac{\Delta p}{K} = \frac{\rho \cdot v^2}{\Delta p} \quad (4.14.)$$

Stoupnutí tlaku při hydraulickém rázu lze určit:

$$\Delta p = \sqrt{\rho \cdot K \cdot v^2} = \rho \cdot \sqrt{\frac{K}{\rho}} \cdot v = \rho \cdot a_t \cdot v \quad (4.15.)$$

Tento výraz (4.15.) poprvé odvodil N. E. Žukovskij (1897 – 1898). Skutečné zvýšení tlaku při hydraulickém rázu se vypočte se skutečnou rychlostí zvuku a_s , takže platí [2]:

$$\Delta p = \rho \cdot a_s \cdot v = \rho \cdot \kappa \cdot a_t \cdot v \quad (4.16.)$$

4.3. Částečný hydraulický ráz

Bude-li se čas uzavírání dále zvětšovat $t_z > T_{bv}$, doběhne za čas T_{bv} odražená vlna zpět k uzavěru. Protože uzavírání armatury není skončeno, budou se účinky přímé a odražené vlny sčítat. Odražená vlna má opačné znaménko a je časově posunuta o dobu běhu vlny T_{bv} . Výsledný tlak je nižší než u totálního hydraulického rázu. Tento případ hydraulického rázu se nazývá částečný hydraulický ráz a je příznivější než totální hydraulický ráz [2].

Stoupnutí tlaku při částečném hydraulickém rázu se určí:

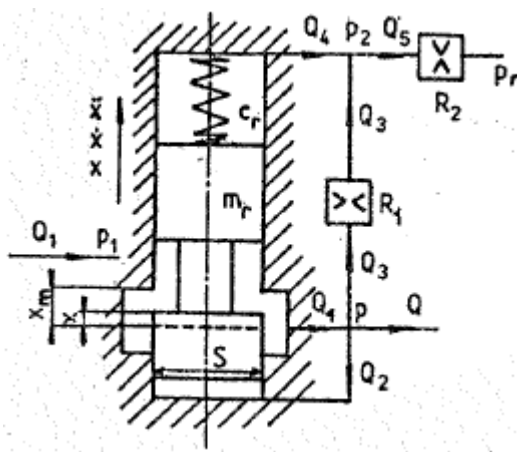
$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p \cdot \frac{T_{bv}}{t_z}; (t_z \geq T_{bv}) \quad (4.17.)$$

kde Δp se určí z rovnice (4.16) a T_{bv} z rovnice (4.6).

5. Dynamika tlakového ventilu

Tlakovými ventily rozumíme hydraulické prvky, které plní v obvodu funkci řízení tlaku. Tyto ventily jsou označovány jako přímo a nepřímo řízené. Funkční prvek většinou tvoří sedlový ventil nebo šoupátko [5].

V laboratoři reprezentuje tlakový ventil redukční dvoustupňový nepřímo řízený ventil. Obecně se tyto ventily používají pro redukci vyšších tlaků a průtoků. Schéma nepřímo řízeného redukčního ventilu je zobrazeno na obr. 5.1. Rovnice popisující dynamiku redukčního ventilu jsou dány následujícími vztahy. Všechny níže uvedené rovnice byly převzaty z literatury [5], [16].



Obr. 5.1 Schéma redukčního ventilu nepřímo řízeného [5]

Ventil je uzavřen při $x = x_m$ a zcela otevřen při $x = 0$. V uzlu s tlakem p_2 platí následující rovnice:

$$\begin{aligned} Q_5 &= Q_3 + Q_4; \\ Q_3 &= (p - p_2) \cdot Z_1; \quad Q_2 = Q_4 = S \cdot v = S \cdot \frac{dx}{dt}; \\ Q_5 &= (p_2 - p_r) \cdot Z_2 \end{aligned} \quad (5.1.)$$

Po dosazení do rovnice (5.1) plyne:

$$\begin{aligned} Q_5 &= Q_3 + Q_4 \\ (p_2 - p_r) \cdot Z_2 &= (p - p_2) \cdot Z_1 + S \cdot \frac{dx}{dt} \\ p_2 &= \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} \cdot p + \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \cdot p_r + \frac{S}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{dx}{dt} \end{aligned} \quad (5.2.)$$

Zavedením součinitelů K_1 , K_2 a odporu R_v :

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{R_1}{R_1 + R_2}; \\ K_2 &= \frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{R_2}{R_1 + R_2}; \\ K_1 + K_2 &= 1; \\ R_v &= \frac{1}{\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \end{aligned} \quad (5.3.)$$

Lze rovnici (5.2) zjednodušit a pro řídicí stupeň ventilu platí:

$$p_2 = K_2 \cdot p + K_1 \cdot p_r + S \cdot R_v \cdot \frac{dx}{dt} \quad (5.4.)$$

V uzlu s tlakem p platí rovnice:

$$Q_1 = Q + Q_2 + Q_3 \quad (5.5.)$$

Průtok redukčním ventilem je určen nelineárním vztahem:

$$Q_1 = \mu \cdot \pi \cdot D \cdot (x_m - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p)}{\rho}} \quad (5.6.)$$

Linearizovaný vztah průtoku redukčním ventilem je:

$$Q_1 = -S_r \cdot x + Z_r \cdot (p_1 - p) \quad (5.7.)$$

Průtok Q_1 je po dosazení za Q_2 , Q_3 a p_2 (rov. 5.4):

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q + S \cdot \frac{dx}{dt} + (p - p_2) \cdot Z_1 \\ Q_1 &= Q + S \cdot \frac{dx}{dt} + \left(p - K_2 \cdot p - K_1 \cdot p_r - S \cdot R_v \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot Z_1 \\ Q_1 &= -S_r \cdot x + Z_r \cdot (p_1 - p) \end{aligned} \quad (5.8.)$$

Po úpravě se dostane:

$$\begin{aligned} (1 - R_v \cdot Z_1) \cdot S \cdot \frac{dx}{dt} + S_r \cdot x &= \\ = Z_r \cdot p_1 + K_1 \cdot Z_1 \cdot p_r - (Z_r + K_1 \cdot Z_1) \cdot p - Q \end{aligned} \quad (5.9.)$$

Pohybová rovnice ventilu je:

$$m_v \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + (b_v \cdot S^2 \cdot R_v) \cdot \frac{dx}{dt} + c_v \cdot x = (p - p_1) \cdot S \cdot K_1 \quad (5.10.)$$

kde m_v hmotnost šoupátka
 b_v součinitel tlumení
 c_v konstanta pružiny
 S plocha šoupátka (ventilu)

V Matlab SimHydraulics je používána diferenciální rovnice 1. řádu, tudíž je rovnice (5.10) vydělena hmotností šoupátka m_v . Z rovnice touto úpravou odpadne první člen, jelikož je druhá derivace rovna nule. Rovnice má po této matematické úpravě následující tvar:

$$\frac{(b_v \cdot S^2 \cdot R_v)}{m_v} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{c_v}{m_v} \cdot x = \frac{(p - p_1) \cdot S \cdot K_1}{m_v} \quad (5.11.)$$

Tyto uvedené rovnice je možné řešit numericky pro lineární i nelinearizované vztahy pro označené průtoky a posunutí x při zadaném tlaku. Potřebné konstanty se pak odečtou z experimentálních měření a to z přechodových charakteristik [16].

6. Matematické modelování

Matematicko – fyzikální modelování je založeno na aplikaci fyzikálních zákonů, pomocí kterých lze vytvořit matematické modely mechanických, hydraulických, pneumatických, elektrických a tepelných systémů. Experimentální identifikace je postup, kdy se na základě zkušeností a identifikačních metod definuje matematický model. Simulace slouží ke zkoumání dynamických vlastností soustavy, což zpravidla vede až ke zjištění časových průběhů řešených veličin. Simulace spočívá ve vytvoření simulačního modelu, který tvoří matematický model. Modelování prvků hydraulických obvodů spočívá v sestavování matematických modelů tak, aby umožnily výpočet hodnot tlaků a průtoků v jednotlivých bodech obvodu. K jejich popisu jsou využívány matematické modely hydraulických odporů, modely zdrojů tlaků a průtoků, obdobně jako u elektrických obvodů [4], [14].

Matematický model je představován soustavou matematických vztahů, které jednoznačně popisují zkoumaný jev nebo proces pomocí následujících rovnic [4]:

- algebraické rovnice,
- obyčejné diferenciální rovnice,
- parciální diferenciální rovnice.

Řešení matematického modelu je možné pomocí následujících metod [1]:

- analytickou metodou – exaktně, užití Laplaceovy transformace pro linearizované případy,
- numerickou metodou – analogové, číslíkové (Eulerova metoda, Runge-Kutta, metoda charakteristik, obecná diferenční metoda).

Matematické modelování je rychlejší a umožňuje prověřit řadu variant za různých počátečních podmínek, ale předpokládá se v co největší míře ověřování experimentem [1].

6.1. Tvorba matematického modelu

Při tvorbě matematického modelu se zkoumaný prvek rozkládá na jednodušší části, které jsou schopné samostatné dílčí činnosti a umožňují popis základními rovnicemi. Průtoky, tření, setrvačné síly apod. se dají vyjádřit základními rovnicemi známými z mechaniky a proudění. Soustava všech rovnic tvoří pak matematický model prvku nebo soustavy. Tento postup při tvorbě matematického modelu lze aplikovat na různé systémy, a to mimo tekutinové též na elektrické, mechanické, tepelné apod. [5].

Pro matematické modelování v hydraulických mechanismech lze použít obecné programovací jazyky, jako jsou např.: Pascal, Mathcad, Matlab, Maple nebo ostatní speciální komerčně vytvořené programovací jazyky jako jsou např.: Flowmaster, Matlab – Simscape (SimHydraulics, Simmechanics...) [6].

Pro matematické modelování obvodu, ve kterém bylo provedeno měření hydraulického rázu, jsem využil program Matlab – SimHydraulics. Vzhledem k tomu, že s tímto programem pracujeme ve škole nejčastěji, byl výběr tohoto programu nejvhodnější.

6.2. Elektrická analogie hydraulických odporů

Elektrohydraulická analogie umožňuje zkoumat hydraulické prvky, jejich skupiny a systémy pomocí elektrických obvodů, jejichž přechodové vlastnosti jsou srovnatelné [5].

Při aplikaci elektrohydraulické analogie je třeba splnit následující předpoklady:

- ze zapojení hydraulických prvků v systému se musí odvodit zapojení prvků elektrického obvodu,
- musí být známy fyzikální veličiny v hydraulickém systému a analogické elektrické veličiny je nutno z nich určit.

Na základě uvedené analogie hydraulických veličin (p , Q) a elektrických (U , i) jsou definovány odpory [5]:

Hydraulický odpor proti pohybu

Tento odpor představuje odpory třením a místní odpory při proudění kapaliny.

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ}, \left(R = \frac{U}{i} = \frac{dU}{di} \right) \quad (6.1.)$$

Hydraulický odpor proti zrychlení

Hydraulický odpor proti zrychlení představuje hydraulickou indukčnost. Z mechanického pohledu jde o vliv setrvačnosti hmoty.

$$L_H = \frac{\Delta p}{\frac{dQ_v}{dt}}, \left(L = \frac{U}{\frac{di}{dt}} \right) \quad (6.2.)$$

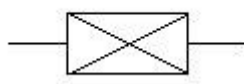
Hydraulická kapacita

Hydraulická kapacita představuje převrácenou hodnotu odporu proti deformaci (kapaliny, plynu, potrubí, pružiny apod.) [5].

$$C_H = \frac{Q_v}{\frac{d(\Delta p)}{dt}}, \left(C = \frac{i}{\frac{dU}{dt}} \right) \quad (6.3.)$$

6.2.1. Odpor proti pohybu

Odpor proti pohybu R zahrnuje odpory proudění při proudění kapaliny, které mohou být laminární nebo turbulentní. Laminární odpor odpovídá ohmickému odporu v elektrickém obvodu, neboť je lineárně závislý na průtoku. Turbulentní odpor ve vyvinutém stádiu je kvadraticky závislý na průtoku. To přináší do řešení dynamiky hydraulických obvodů nelinearitu. Aby bylo možno použít lineární teorie obvodů, musí se nelineární průběh linearizovat. Výsledek s použitou linearizací pak platí jen v oblasti, kde nahrazuje nelineární průběh s nevelkými odchylkami [7].



Obr. 6.1 Grafická značka odporu proti pohybu

Odpor proti pohybu je určen vztahem (6.1). Pro tlakový spád na hydraulickém odporu platí obecně mocninová funkce:

$$\Delta p = R \cdot Q_v^n \quad (6.4.)$$

Pro laminární proudění je $n = 1$, pro kruhové potrubí je:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.5.)$$

Takže:

$$R_{Hlam} = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l}{d^4} [kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}] \quad (6.6.)$$

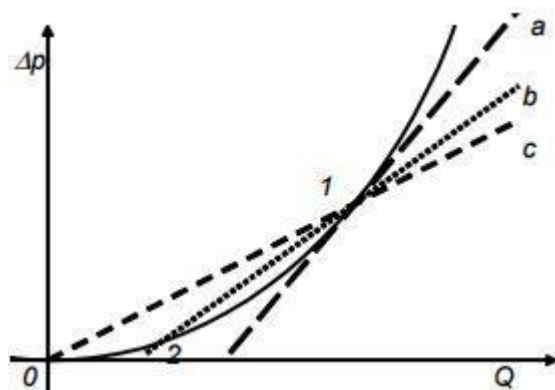
Pro turbulentní proudění je pak $n = 2$ a hydraulický odpor je dán kvadratickou závislostí $\Delta p = R \cdot Q_v^2$, takže:

$$R_{Htur} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho \cdot l}{d^5} [kg \cdot m^{-7} \cdot s^{-2}] \quad (6.7.)$$

Linearizace odporu proti pohybu

Nelineární průběh je vhodný pro řešení závislosti tlaku a průtoku na čase (tj. pro statické a dynamické charakteristiky), ale pro řešení frekvenční analýzy je tato nelineární formulace nevhodná [7].

Odpor proti pohybu lze linearizovat několika způsoby. Nejčastějším případem linearizace je linearizace tečnou v provozním bodě, sečnou procházející provozním bodem a počátkem nebo sečnou procházející dvěma body v okolí provozního bodu.



Obr. 6.2 Linearizace odporu proti pohybu [7]

a) tečnou, b) sečnou procházející dvěma provozními body, c) sečnou procházející počátkem a provozním bodem

Linearizace tečnou

Pro obecný výraz tlakového spádu $\Delta p = R \cdot Q_v^n$ je určen linearizovaný odpor proti pohybu derivací:

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dQ_v} = n \cdot R \cdot Q_v^{n-1} \quad (6.8.)$$

Derivace představuje směrnici tečny ke křivce $\Delta p = f(Q_v)$ – přímka *a* v obr. 6.2 [5].

Rovnice (6.9.) představuje odpor proti pohybu v provozním bodě $\Delta p_1, Q_{v1}$:

$$R_H = n \cdot R \cdot Q_v^{n-1} = n \cdot \frac{\Delta p_1}{Q_{v1}} \quad (6.9.)$$

Linearizace sečnou procházející počátkem

Nelineární vztah $\Delta p = f(Q_v) = R \cdot Q_v^n$ se nahradí sečnou procházející provozním bodem $\Delta p_1, Q_{v1}$ a počátkem $(0,0)$ – přímka b v obr. 6.2 [5].

Linearizovaný odpor je:

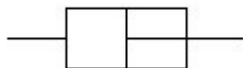
$$R_H = \frac{\Delta p_1}{Q_{v1}} = R \cdot Q_{v1}^{n-1} \quad (6.10.)$$

Linearizace sečnou procházející dvěma provozními body

Jestliže provozní stavy se vyskytují v určitém rozmezí, lze zvolit dva pracovní body $\Delta p_1, Q_{v1}, \Delta p_2, Q_{v2}$, jimiž se proloží přímka c na obr. 6.2. Její směrnice určuje linearizovaný odpor proti pohybu $R_H = \frac{\Delta p_1 - \Delta p_2}{Q_{v1} - Q_{v2}}$ [7].

6.2.2. Odpor proti zrychlení

Příčinou odporu proti zrychlení je setrvačnost kapaliny nebo setrvačnost pohybující se hmotnosti (píst, pístnice, pružina, apod.) [5].



Obr. 6.3 Grafická značka odporu proti zrychlení

Odpor proti zrychlení je definován rovnicí (6.2). Tlakový spád lze následně určit:

$$\Delta p = L \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (6.11.)$$

Odpor proti zrychlení u přímočarého pohybu pak je:

$$L_H = \frac{m}{S^2} = \frac{\rho \cdot l}{S} \quad (6.12.)$$

6.2.3. Odpor proti deformaci

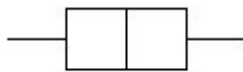
Odpor proti deformaci je dán vztahem:

$$D_H = \frac{d(\Delta p)}{d(\Delta V)} = \frac{dp}{Q_v dt} \quad (6.13.)$$

Převrácená hodnota odporu proti deformaci je hydraulická kapacita:

$$C_H = \frac{1}{D_H} = \frac{Q_v}{\frac{dp}{dt}} = \frac{dV}{dp} \quad (6.14.)$$

Odpor proti deformaci se projevuje u kapalin, pružin, ventilů, akumulátorů, plynů apod. Při plnění a vyprazdňování nádrží se definuje kapacita nádrží [5].



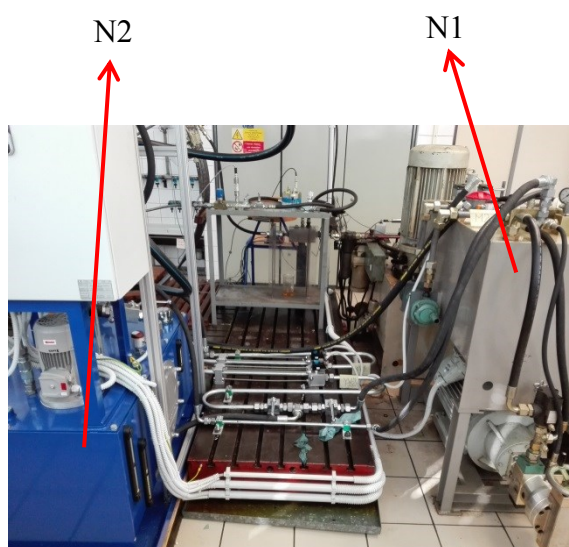
Obr. 6.4 Grafická značka odporu proti deformaci

7. Měření hydraulického rázu

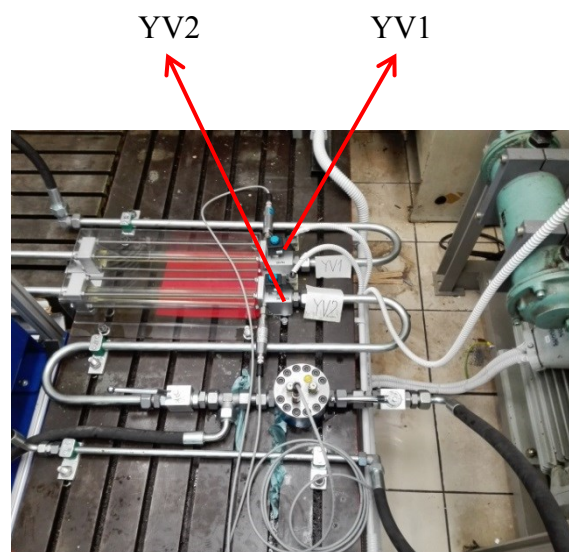
Měření hydraulického rázu bylo realizováno pomocí obvodu, který bude blíže popsán v následující kapitole. Obvod se nachází v budově N 108 v laboratoři Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení a slouží k definování okrajových podmínek pro numerickou simulaci při daných vlastnostech kapaliny. Pro měření byly využity tratě se zubovým průtokoměrem a s příložným průtokoměrem.

7.1. Popis obvodu se zubovým průtokoměrem

Obvod sloužící pro měření hydraulického rázu je zobrazen na obr. 7.1 a obr. 7.2. Schéma tohoto hydraulického obvodu je znázorněno na obr. 7.3. Hydraulická kapalina byla přečerpávána z hlavní nádrže N1 do sběrné nádrže N2 a mezi nimi bylo prováděno měření hydraulického rázu uzavřením ventilu. Mezi nádržemi bylo umístěno několik prvků pro správnou funkci obvodu.

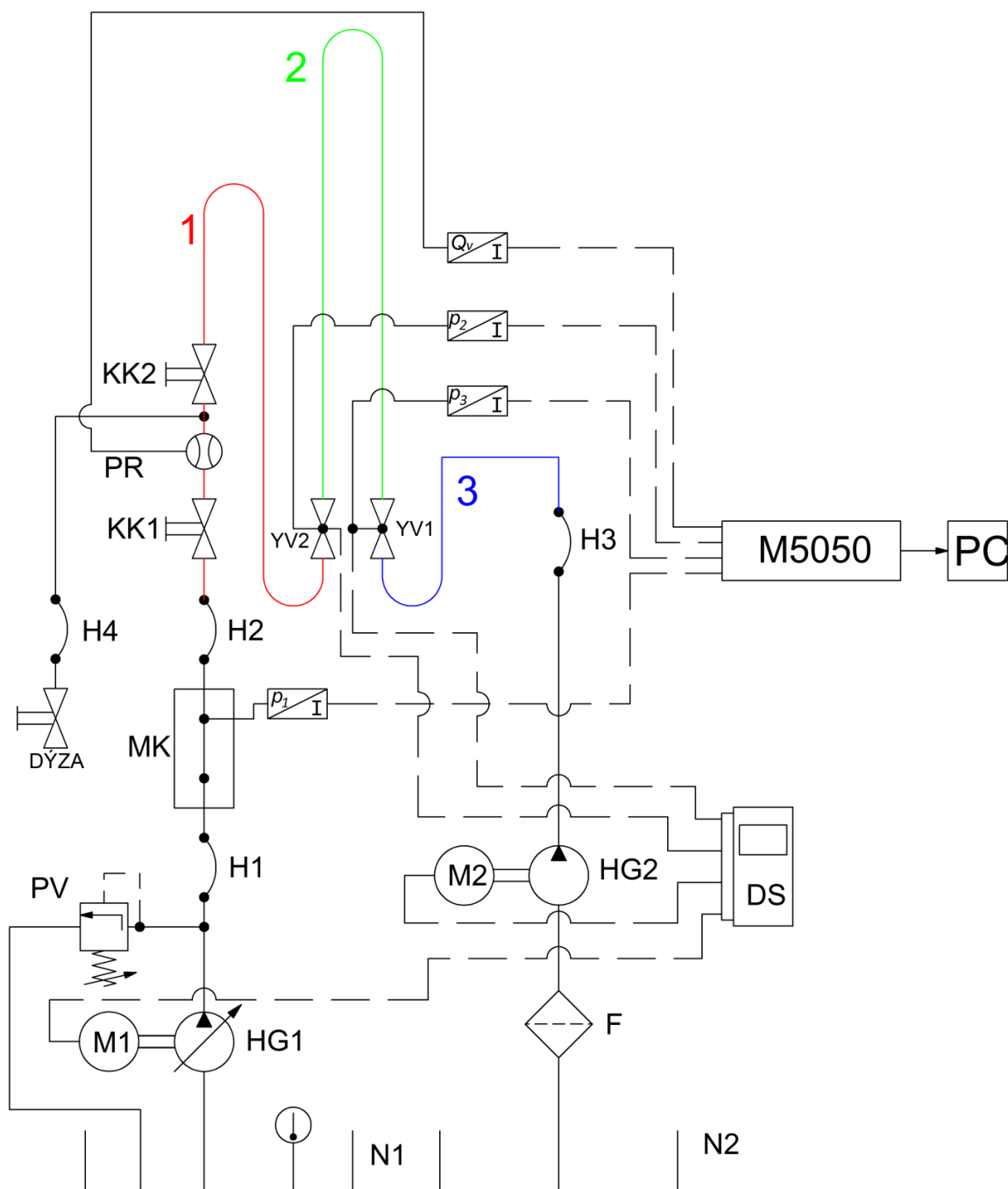


Obr. 7.1 Pohled na obvod pro měření hydraulického rázu v laboratoři



Obr. 7.2 Pohled na vodorovné kovové potrubí a ventily YV1 a YV2

V obvodu proudí hydraulická kapalina Renolin VG 46. Tato kapalina má při teplotě 26°C hustotu $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ a kinematickou viskozitu $\nu = 76,15 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ke snímání tlaků a průtoku jsou použity senzory od firmy Hydrotechnik. Specifikace těchto senzorů je uvedena v kapitole 7.4. Signál z těchto senzorů zaznamenává univerzální měřicí zařízení Hydrotechnik M5050. Naměřená data se zpracovávají v programu HydroWin a následně v Microsoft Excel.



Obr. 7.3 Schéma obvodu pro měření hydraulického rázu, ve kterém je průtok určen zubovým průtokoměrem

Kapalinu z hlavní nádrže N1 do obvodu přečerpává hydrogenerátor HG1 (obr. 7.5), který je poháněn elektromotorem M1 (obr. 7.6). Obvod je chráněn proti přetížení pojistným ventilem PV, který je zobrazen na obr. 7.13. Na nádrži N1 je umístěna měřicí kostka MK. Nádrž N1 a měřicí kostka MK jsou propojeny hadicí H1. Na měřicí kostce je měřen tlak p_1 pomocí snímače tlaku. Z měřicí kostky proudí kapalina přes hadici H2, na jejímž konci je spojena s vodorovným kovovým potrubím. Na začátku kovového

potrubí jsou umístěny kulové kohouty KK1 a KK2, které jsou po celou dobu měření otevřeny. Mezi těmito kulovými kohouty je umístěn zubový průtokoměr PR. Za průtokoměrem se nachází T – kus, na který je napojena hadice H4, která vede pod nádrží N2 k dýze, kde se nachází uzavřený ventil, tudíž hydraulická kapalina proudí pouze k tomuto uzavřenému ventilu, nikoliv do dýzy. Poté následuje úsek potrubí se dvěma ohyby. Na konci tohoto potrubí se nachází ventil YV2. Za tímto ventilem pokračuje vodorovné potrubí ke druhému ventilu YV1. Na těchto ventilech jsou umístěny snímače pro měření tlaků p_2 a p_3 . Mezi těmito ventily se potrubí opět ohýbá. Ventily jsou řízeny pomocí demonstračního stendu stejně jako elektromotory M1 a M2. Konec vodorovného potrubí za ventilem YV1 je spojen s pryžovou hadicí H3, která vede do nádrže N2. Tato nádrž slouží pouze jako sběrná. Jakmile je hlavní nádrž N1 téměř prázdná a sběrná nádrž N2 naopak téměř plná, spustí se pomocí demonstračního stendu motor M2, který uvede do chodu čerpadlo HG2 a kapalina je přečerpávána zpět do hlavní nádrže. Měření probíhalo vždy, když byla kapalina přečerpávána z hlavní nádrže do sběrné. Měření je však možno provádět i při chodu čerpadla HG2. Obě čerpadla mohou být zapnuty současně. Stav hladin v nádržích lze kontrolovat opticky pomocí hladinoměru nebo pomocí demonstračního stendu, který umožňuje zobrazit stav hladin v nádrži na své obrazovce. Nádrž N2 je vybavena odpadním filtrem s elektronickou indikací zanesení a také plnicím hrdlem s odvzdušněním. Délky a průměry jednotlivých hadic a kovového potrubí jsou uvedeny v tab. 7.1 respektive v tab. 7.2. Na obr. 7.3 je kovové potrubí barevně označeno a očíslováno pro jednodušší orientaci a přehlednost.

Tab. 7.1 Délky a průměry pryžových hadic v obvodu

Hadice	Vnitřní průměr d	Vnější průměr D	Délka l
	[mm]	[mm]	[mm]
H1	16	25	1000
H2	20	30	1650
H3	20	30	1000
H4	20	30	1750

Tab. 7.2 Délky a průměry vodorovného kovového potrubí

Úsek kovového potrubí	Vnitřní průměr d	Vnější průměr D	Délka l
	[mm]	[mm]	[mm]
1	20	25	2000
2	20	25	5000
3	20	25	1350

7.2. Specifikace použitých prvků

V této kapitole jsou popsány parametry prvků, které se nachází v obvodu pro měření hydraulického rázu.

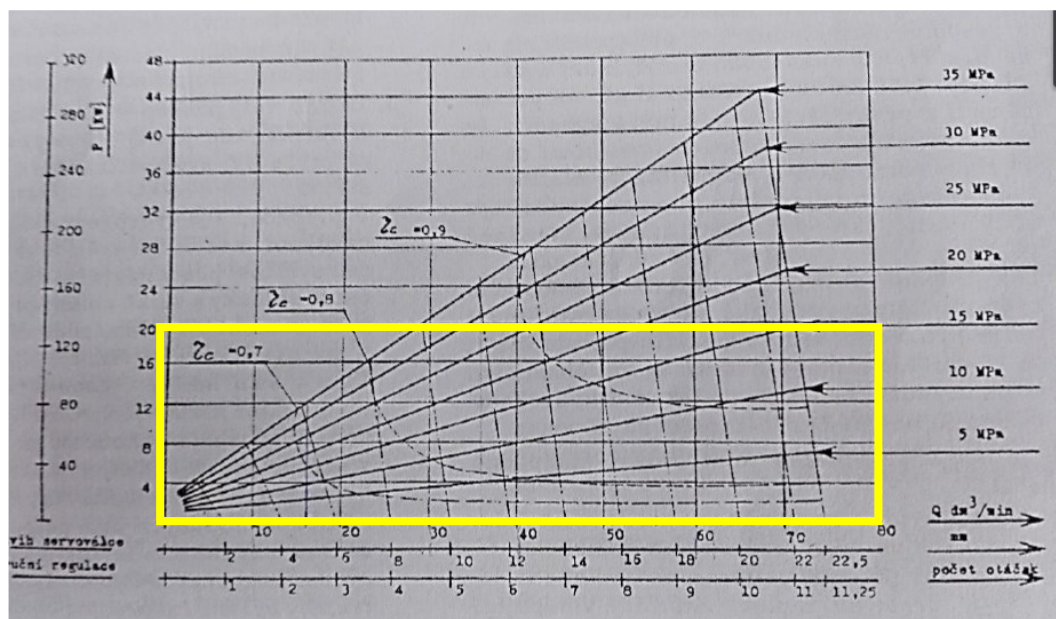
Regulační hydrogenerátor HG1:

Jedná se o regulační hydrogenerátor firmy TOS Vrchlabí PPAR 2 – 63 (obr. 7.5). Regulace probíhá pomocí naklápění regulační desky. Desku lze naklápět v rozmezí $0^\circ - 20^\circ$, pomocí ručního kola. Další parametry regulačního hydrogenerátoru jsou uvedeny v tab. 7.3. Hydrogenerátor je poháněn elektromotorem M1 (obr. 7.6) o výkonu $P = 22 \text{ kW}$ při otáčkách $n_e = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Tab. 7.3 Vybrané parametry regulačního hydrogenerátoru

Teoretický geometrický objem V_g	Jmenovitý průtok Q	Jmenovité otáčky hřídele n_e
[cm ³]	[dm ³ /min]	[min ⁻¹]
51,22	63	1500

Na obr. 7.4 je zobrazena informativní charakteristika regulačního čerpadla. Žlutě vyznačená oblast na obrázku označuje rozmezí, ve kterém se pohybovaly tlaky při měření hydraulického rázu. Díky této charakteristice je možné vymodelovat matematický blok regulačního čerpadla viz kapitola 8.2.



Obr. 7.4 Informativní charakteristika čerpadla, která je uvedena v katalogovém listu čerpadla [15]



Obr. 7.5 Regulační hydrogenerátor HG1



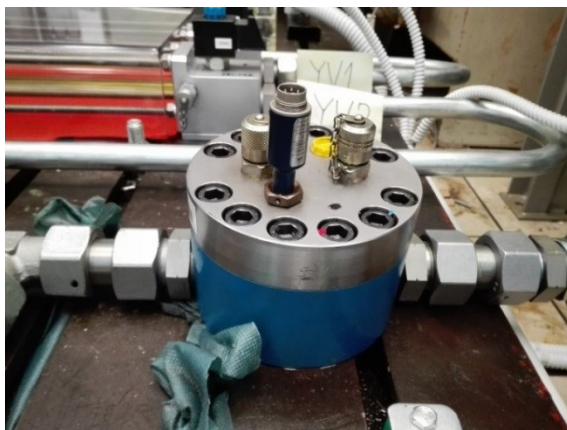
Obr. 7.6 Elektromotor M1 pohánějící regulační hydrogenerátor HG1

Hydrogenerátor HG2:

Jedná se o zubový hydrogenerátor Marzocchi pompe ALP2-D-20-FG, který má geometrický objem $V_g = 5,5 \text{ cm}^3$. Tento hydrogenerátor je poháněn elektromotorem M2 o výkonu $P = 0,75 \text{ kW}$. Za tímto hydrogenerátorem je ještě umístěn odpadní filtr se stupněm filtrace $10 \mu\text{m}$.

Průtokoměr PR:

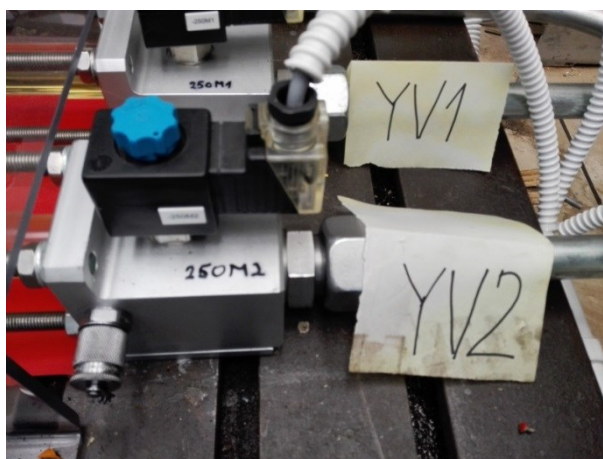
V hydraulickém obvodu se nachází průtokoměr značky Hydrotechnik GFM – 70 ISDS (obr. 7.7). Jedná se o zubový průtokoměr s měřicím rozsahem $0,7 - 70 \text{ dm}^3/\text{min}$.



Obr. 7.7 Zubový průtokoměr Hydrotechnik GFM – 70 ISDS

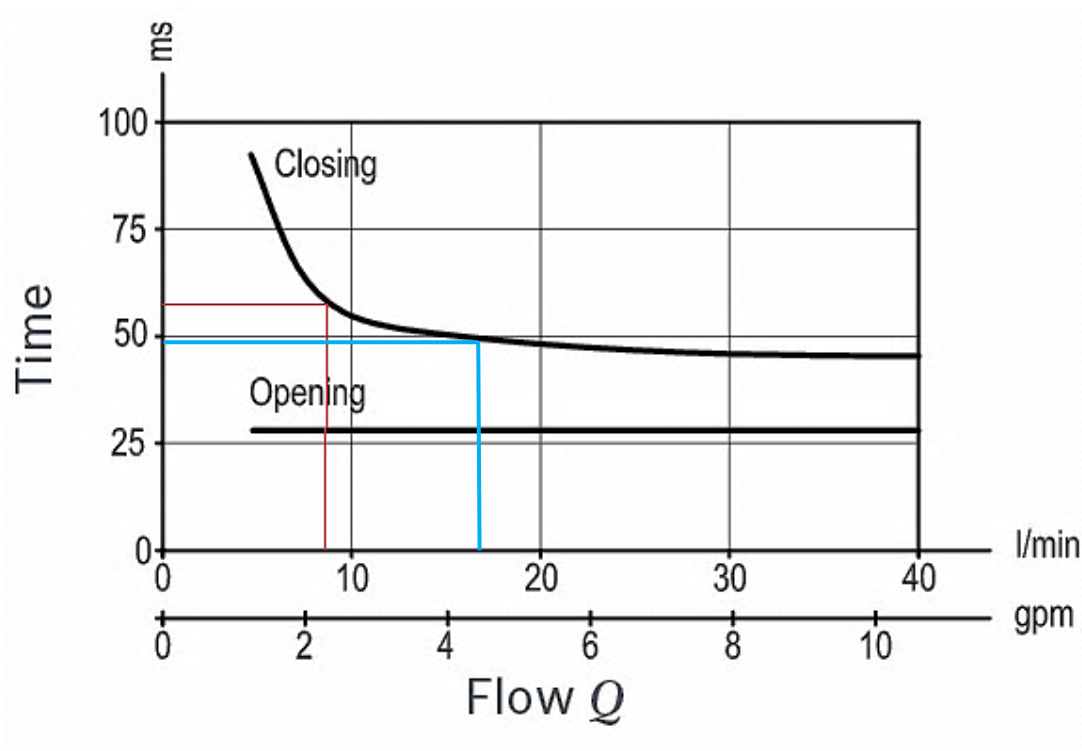
Ventily YV1, YV2:

Ventily firmy Bosh Rexroth s velmi rychlou odezvou (obr 7.8). Konkrétně se jedná o typ VEI – 8A – 2T – 06 – NA – S. Tyto ventily jsou ovládány pomocí demonstračního stendu, jehož ovládání je popsáno v kapitole 7.3.1.



Obr. 7.8 Pohled na ventily YV1 a YV2 od firmy Bosh Rexroth

Na obr. 7.9 je zobrazena doba uzavírání ventilu při daném průtoku. Pro průtok $Q_v = 9,048 \text{ l/min}$ odpovídá doba uzavírání ventilu $t_{uz} = 59 \text{ ms}$. Pro průtok $Q_v = 17,04 \text{ l/min}$ je doba uzavírání ventilu $t_{uz} = 49 \text{ ms}$. Doby uzavírání byly zjištěny z katalogového listu ventilu [18].



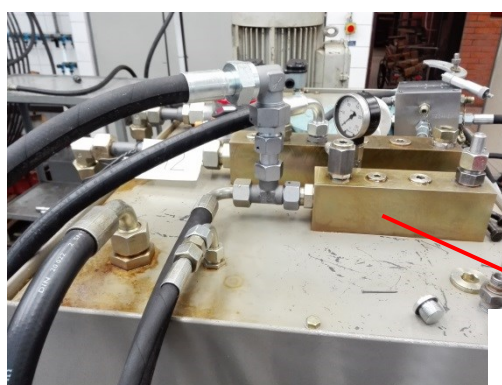
Obr. 7.9 Určení doby uzavírání ventilů YV1 a YV2 [18]

Kulový ventil K1, K2:

Ručně ovládaný kulový ventil V2RH 3/4" DN20 od firmy Inteva. Po celou dobu měření byly tyto kulové ventily otevřeny.

Měřicí kostka MK:

Na měřicí kostce MK (obr. 7.10) je umístěn snímač tlaku p_I . Měřicí kostka je umístěna na horním víku hlavní nádrže N1.



MĚŘICÍ KOSTKA
MK

Obr. 7.10 Detailní pohled na měřicí kostku

Nádrže N1, N2:

Nádrž N1 je označena jako hlavní nádrž a je zobrazena na obr. 7.11. Jedná se o ocelovou nádrž o objemu cca 200 l. Na této nádrži je umístěna měřicí kostka MK. Hladinu oleje lze sledovat vizuálně pomocí optického hladinoměru nebo pomocí obrazovky na demonstračním standu. Nádrž N2 (obr. 7.12) je rovněž ocelová nádrž o objemu cca 200l. Je vybavena plnicím hrdlem s odvzdušněním, optickým hladinoměrem a odpadním filtrem s elektronickou indikací proti zanesení.



Obr. 7.11 Hlavní nádrž N1



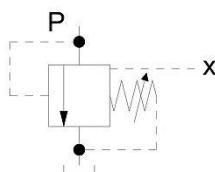
Obr. 7.12 Sběrná nádrž N2

Pojišťovací ventil PV:

Pojišťovací ventil PV je zobrazen na obr. 7.13. Na obr. 7.14, si lze povšimnout i hydraulické značky tohoto ventilu, která je vyobrazena přímo na ventilu. Je patrné, že se nejedná o klasický pojišťovací ventil, nýbrž jde o dvoustupňový tlakový ventil typu ARAM – 20/350 od firmy ATOS. Tento ventil je proveden ve verzi, kde je ovládací člen ventilu regulován pomocí ručního kola. Po směru hodinových ručiček se zvyšuje nastavený tlak. Může být také prováděn ve verzi, kde je ovládací člen ventilu ovládán pomocí šroubu, který je chráněn krytkou ve víku [19].



Obr. 7.13 Dvoustupňový tlakový ventil



Obr. 7.14 Hydraulická značka tlakového ventilu

7.3. Demonstrační stand

V této podkapitole je popsán demonstrační stand dále jen DS, který je zobrazen na obr. 7.15. Pomocí standu se dají ovládat prvky v obvodu. Konkrétně to jsou elektromotory M1 a M2 a ventily YV1 a YV2. Ovládání se realizuje pomocí dotykové obrazovky. DS slouží i jako informativní pomůcka, jelikož se na obrazovce dá sledovat množství hydraulické kapaliny v obou nádržích. Množství je vyjádřeno v procentech.



Obr. 7.15 Demonstrační stand



Obr. 7.16 Hlavní vypínač

7.3.1. Popis ovládání demonstračního standu (DS)

- 1) Sepnutím hlavního vypínače (obr. 7.16) do polohy 1 přivedeme proud do DS.
- 2) Zmáčknutím červeného vypínacího tlačítka (obr. 7.17) zapneme DS. Po zapnutí standu by se mělo rozsvítit tlačítko ovládací napětí připraveno. Po stisknutí tlačítka ovládací napětí zapnout by se toto tlačítko mělo zeleně rozsvítit a naběhnout obrazovka DS.



Obr. 7.17 Zapnutí DS. Vlevo se nachází tlačítko ovládací napětí přivedeno a vpravo se nachází tlačítko ovládací napětí zapnout

- 3) Po naběhnutí úvodní obrazovky je třeba odstranit neboli resetovat všechny poruchy. Tento krok se realizuje stisknutím modrého tlačítka reset poruch, které nalezneme vlevo pod obrazovkou DS (obr. 7.18).



TLAČÍTKO PRO
RESETOVÁNÍ PORUCH

Obr. 7.18 Resetování poruch v obvodu pomocí DS

- 4) Po vymazání poruch, zvolíme v nabídce ruční ovládání DS (obr. 7.19). Tohoto kroku lze docílit buďto zmáčknutím tlačítka F2 nebo zmáčknutím políčka prstem přímo na displeji.



Obr. 7.19 Přepnutí DS na ruční ovládání

- 5) Po přepnutí na ruční ovládání se na obrazovce stendu objeví nabídka pro spuštění jednotlivých prvků v obvodu (obr. 7.20). Přes tuto nabídku lze spustit elektromotory M1 a M2 a také ventily YV1, YV2. V nabídce je i ventil YV3. Ventil YV3 však nebyl při měření vůbec použit.



Obr. 7. 20 Nabídka pro spuštění jednotlivých prvků v obvodu

- 6) V případě, chceme-li přečerpát kapalinu ze sběrné nádrže N2 do hlavní nádrže N1, je potřeba na obrazovce stiskem zapnout čerpadlo M2. Na obr. 7.20 si lze povšimnout, že v pravém horním rohu obrazovky je procentuálně vyjádřen stav hladin kapaliny v obou nádržích.
- 7) Za situace, kdy není potřeba kapalinu přečerpávat ze sběrné nádrže N2 do hlavní nádrže N1, lze zapnout elektromotor M1, který uvede do chodu čerpadlo HG1. Hydraulická kapalina se začne přečerpávat do sběrné nádrže a mezi tím může proběhnout měření uzavřením některého z ventilů. Otevření daného ventilu se realizuje ve stejné nabídce jako zavření, avšak zmáčknutím políčka otevřít.
- 8) Stiskem tlačítka ESC je možné informovat se na obrazovce stendu (obr. 7.21) o stavu hladin kapaliny v nádržích nebo zda náhodou není zanesen odpadní filtr.

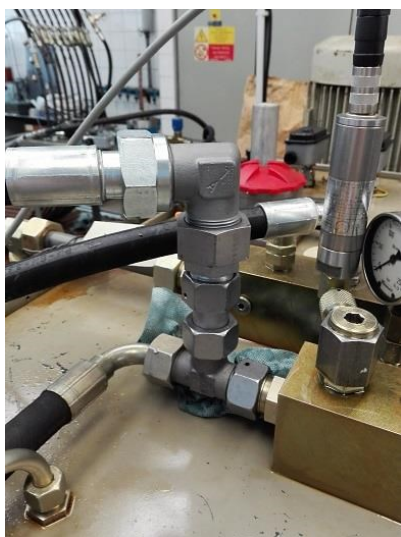


Obr. 7.21 Úvodní obrazovka ručního ovládání

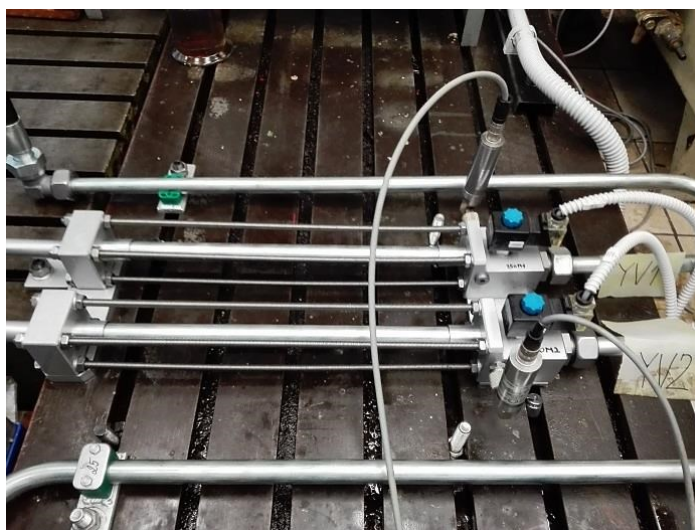
- 9) V případě další potřeby měření stiskneme opět tlačítko F1, kdy dojde k přepnutí do obrazovky ručního ovládání jednotlivých prvků (obr. 7.20) a je možno pokračovat v práci.
- 10) Po dokončení měření lze stend vypnout červeným vypínačem. Po vypnutí stendu je nutné vypnout i přívod proudu otočením hlavního vypínače do polohy 0 (obr. 7.16).

7.4. Postup měření

Před samotným začátkem měření hydraulického rázu je potřeba zapojit snímače tlaku a průtoku na příslušná místa. Na obr. 7.22 je zobrazen snímač tlaku na měřící kostce MK. Na obr. 7.23 lze vidět připojené snímače tlaku na ventily YV1 a YV2. Další snímač je umístěn na zubový průtokoměr PR. Tlaky a průtok jsou měřeny pomocí měřícího zařízení M5050. Parametry jednotlivých snímačů tlaků a průtoku jsou uvedeny v tab. 7.4.



Obr. 7.22 Detailní pohled na snímač tlaku, který byl umístěn na měřící kostku a snímá tlak p_1



Obr. 7.23 Detailní pohled na snímače tlaku, které byly umístěny na ventily YV1 a YV2 pro měření tlaku p_2 a p_3

Tab. 7.4 Specifikace a parametry použitých snímačů

Snímač	Typ	Parametry	El. výstup
Snímač tlaku p_1	Hydrotechnik PR 15	Tlak (0÷200) bar Přesnost $\pm 0,5\%$	Analogový (4÷20) mA
Snímač tlaku p_2	Hydrotechnik PR 15	Tlak (0÷60) bar Přesnost $\pm 0,5\%$	Analogový (4÷20) mA
Snímač tlaku p_3	Hydrotechnik PR 15	Tlak (0÷60) bar Přesnost $\pm 0,5\%$	Analogový (4÷20) mA
Snímač průtoku Q_v	Hydrotechnik GFM - 70	Průtok (0,7÷70) dm ³ /s Max. tlak 400 bar Přesnost $\pm 0,5\%$ Rozsah viskozity (10÷500) mm ² /s	Frekvenční

V prvním kroku měření je potřeba přivést do obvodu napětí, aby mohl být zapnut DS viz kapitola 7.3.1. Pomocí DS je spuštěn motor M1, který uvede do chodu hydrogenerátor HG1, který začne přečerpávat kapalinu z hlavní nádrže N1 do sběrné nádrže N2. Pomocí univerzálního měřicího zařízení je možné vidět, jak se mění tlaky a průtok změnou geometrického objemu V_g při otáčení ručního kola hydrogenerátoru HG1.

Jakmile je tlak na HG1 nastaven může proběhnout měření hydraulického rázu tak, že je uzavřen jeden z ventilů. Před uzavřením ventilu je však nutné spustit měření na měřiči M5050 a zhruba po třech sekundách zavřít jeden z ventilů. Po určité době (4 ÷ 5 s) je ventil opět otevřen. Měření je u konce poté co doběhne měřicí záznam na M5050 do konce. V mém případě je měřicí záznam nastaven na 10 s. Časový krok je zvolen na 0,001 s.

Měření je možné opakovat stejným postupem. Je možné nastavit vyšší či nižší tlak pomocí ručního kola hydrogenerátoru HG1 a měření opakovat pro uzavření jednoho z ventilů. V diplomové práci je vyhodnoceno měření pro zavření obou ventilů, tedy YV1 i YV2. Je však nutné sledovat stav hladin v nádržích. Jakmile je v hlavní nádrži málo hydraulické kapaliny, je potřeba přečerpát kapalinu zpět do hlavní nádrže. Přečerpávání je realizováno pomocí hydrogenerátoru HG2. Během přečerpávání hydraulické kapaliny ze sběrné nádrže do hlavní lze také realizovat měření.

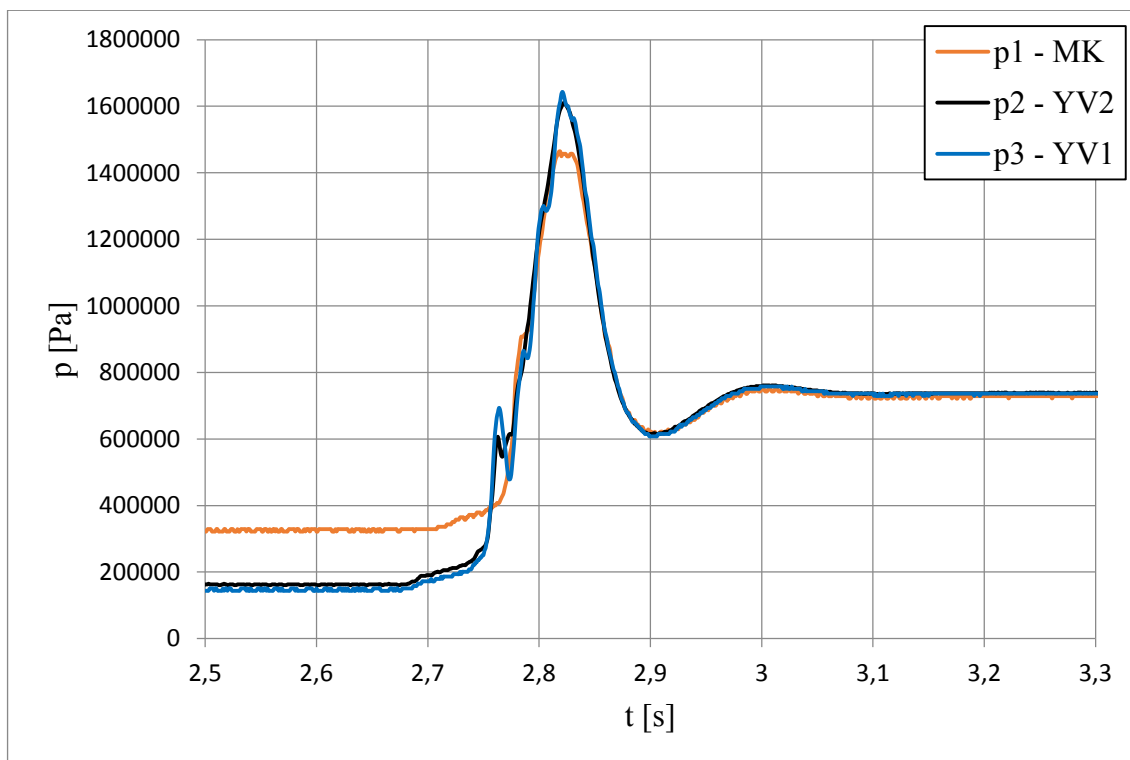
Data jsem zpracoval pomocí programu HydroWin. V tomto programu jsem data zkonvertoval do textového souboru. Z textového souboru jsem data zkopíroval do programu Microsoft Excel a dále s daty pracoval.

7.5. Vyhodnocení měření hydraulického rázu zavřením ventilu YV1

Na obr. 7.24 je vyhodnocen průběh tlaků, které byly naměřeny při uzavírání ventilu YV1. Tlak p_1 byl měřen na měřící kostce MK, tlaky p_2 a p_3 odpovídají tlakům naměřeným na ventilech YV1 a YV2. Levá část grafu reprezentuje ustálený stav před zavřením ventilu YV1.

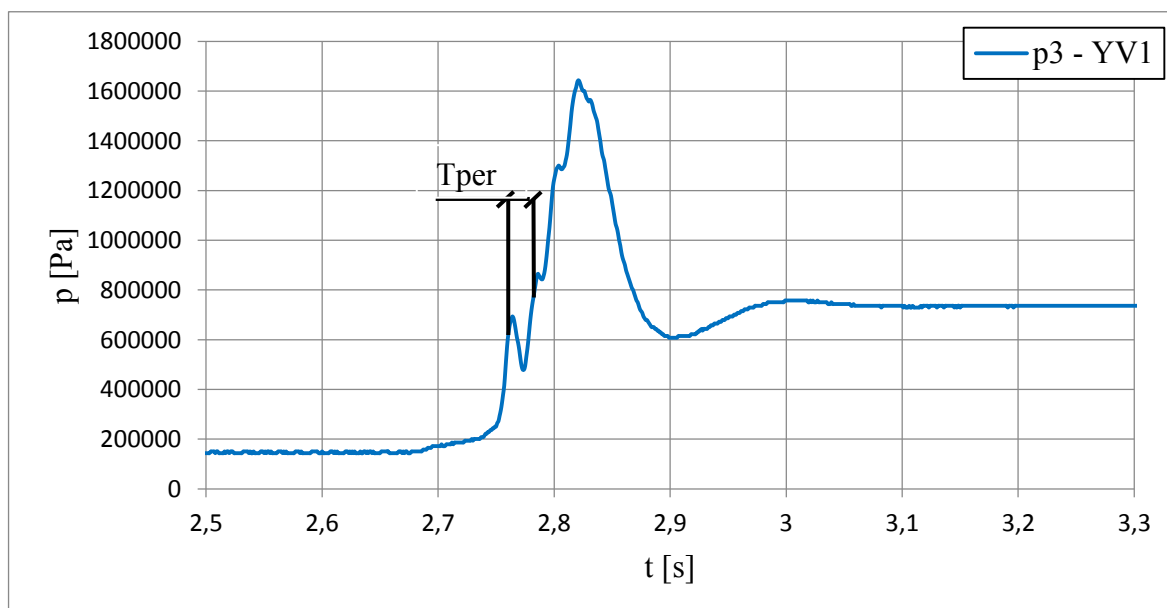
Průměrné hodnoty tlaků a průtoku v ustáleném stavu jsou uvedeny v tab. 7.5. Ventil YV1 byl zavřen zhruba v čase 2,7 s. Po uzavření ventilu dochází k prudkému nárůstu tlaku p_3 až na hodnotu 1 600 000 Pa. Tento nárůst lze označit jako tlakovou špičku. Po dosažení tlakové špičky tlaky opět klesnou a ustálí se na hodnotě odpovídající 760 000 Pa. Po otevření ventilu YV1 tlaky klesnou opět na ustálenou hodnotu.

Z tohoto grafu lze odečíst periodu děje, ze které lze následně odvodit rychlost zvuku a_s a spočítat modul pružnosti kapaliny K (viz kapitola 4.2). Na obr. 7.24 si lze také povšimnout, že v ustáleném stavu je tlak p_1 vyšší než tlaky p_2 a p_3 na ventilech YV1 a YV2. Je to dáno tím, že tlaky, které jsou měřené na ventilech, jsou umístěny v určité vzdálenosti od měřící kostky a nachází se mezi nimi odpory například zubový průtokoměr, různé ohyby potrubí atd. Rozdíl tlaků p_2 a p_3 odpovídá tlakové ztrátě mezi ventily YV1 a YV2.



Obr. 7.24 Měřené průběhy tlaků při hydraulickém rázu

Na obr. 7.25 je zobrazen průběh tlaku p_3 , který je měřen na ventilu YV1. Je na něm vyznačena perioda, jejíž určení je potřebné k výpočtu modulu pružnosti kapaliny K . Pro výpočet je také nutné znát vzdálenost mezi zdrojem tlaku a uzavíracím místem. Tato hodnota je potřebná k určení rychlosti zvuku v kapalině a_s a je $l = 9,65$ m.



Obr. 7.25 Určení periody z měřeného průběhu tlaku p_3

Tab. 7.5 Průměrné hodnoty tlaků a průtoku naměřené před uzavřením ventilu YV1

Tlak	Průměrná naměřená hodnota tlaků v ustáleném stavu	Průměrná naměřená hodnota průtoku v ustáleném stavu
	[Pa]	[m ³ /s]
p_1	327478	0,00015
p_2	162345	
p_3	146852	

7.5.1. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu

Odečtení času první vlny t_1 a času druhé vlny t_2 , viz obr. 7.25. Čas první vlny je $t_1 = 2,762$ s, čas druhé vlny je $t_2 = 2,785$ s.

Výpočet periody T_{per} :

$$T_{per} = t_2 - t_1 = 2,785 - 2,762$$

$$T_{per} = 0,023 \text{ s}$$

Výpočet doby běhu vlny T_{bv} :

$$T_{bv} = \frac{T_{per}}{2} = \frac{0,023}{2}$$

$$T_{bv} = 0,0115 \text{ s}$$

Výpočet rychlosti zvuku v kapalině a_s :

$$a_s = \frac{2 \cdot l}{T_{bv}} = \frac{2 \cdot 9,65}{0,0115}$$

$$a_s = 1678,26 \text{ m/s}$$

Výpočet rychlosti proudění v :

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{0,00015}{\frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}}$$

$$v = 0,48 \text{ m/s}$$

Výpočet modulu pružnosti hydraulické kapaliny K :

$$K = a_s^2 \cdot \rho = 1678,27 \cdot 870$$

$$K = 2,45 \cdot 10^9 Pa$$

Stoupnutí tlaku při hydraulické rázu Δp :

$$\Delta p = \rho \cdot a_s \cdot v = 870 \cdot 1678,27 \cdot 0,48$$

$$\Delta p = 7,01 \cdot 10^5 Pa$$

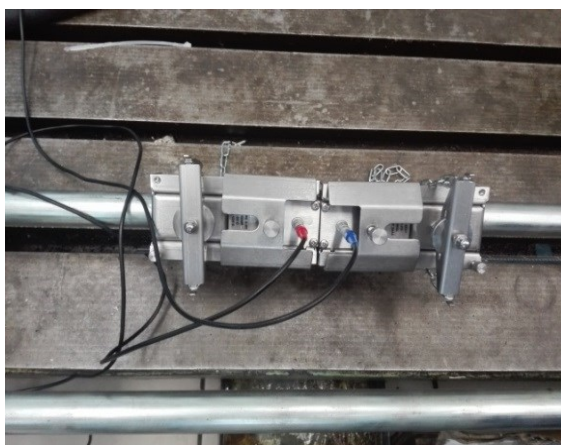
Reynoldosovo číslo Re :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,48 \cdot 0,02}{7,615 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 126,08[1] \Rightarrow \text{Laminární proudění}$$

7.6. Měření hydraulického rázu s použitím příložného průtokoměru

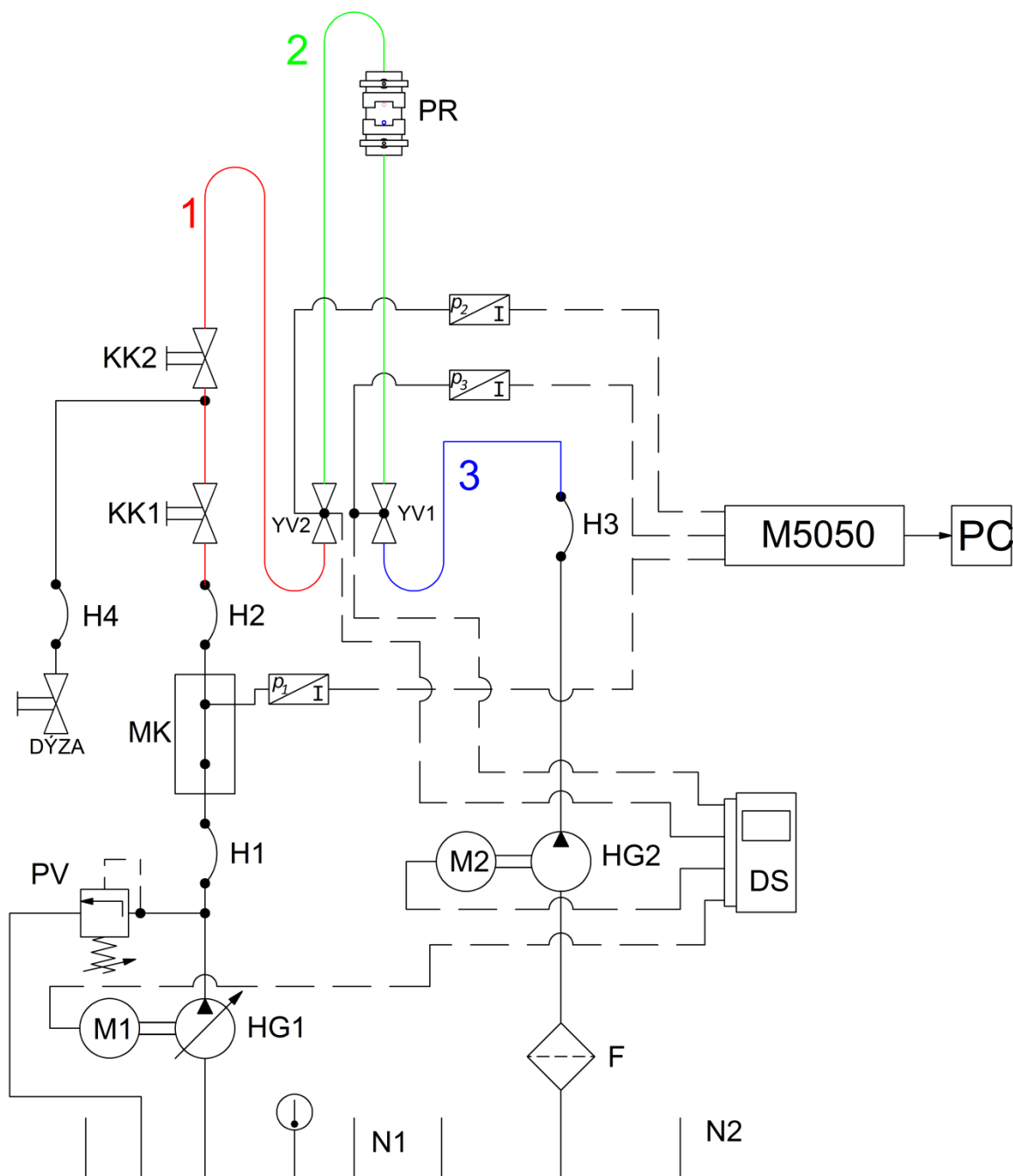
Při měření dynamického chování proudění kapaliny byl využit i neinvazivní ultrazvukový příložný průtokoměr PORTAFLOW 220A, který je zobrazen na obr. 7.26 a obr. 7.27. Obvod s tímto průtokoměrem se prakticky neliší od obvodu, kde byl použit zubový průtokoměr, který byl z obvodu odmontován. Příložný průtokoměr byl umístěn mezi ventily YV1 a YV2. Schéma obvodu s příložným neinvazivním ultrazvukovým průtokoměrem je zobrazeno na obr. 7.28.



Obr. 7.26 Příložný průtokoměr, který je umístěn na potrubí.

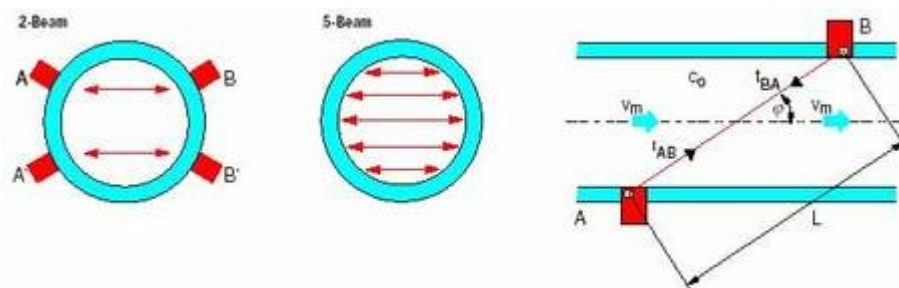


Obr. 7.27 Pohled na záznamové zařízení průtokoměru.



Obr. 7.28 Schéma obvodu, ve kterém byl umístěn příložený průtokoměr

Tento průtokoměr se řadí mezi tzv. ultrazvukové průtokoměry, který pracuje na principu měření rozdílu doby průchodu. Akustické signály jsou vysílány a přijímány po šikmé měřicí dráze. Zvukové vlnění procházející ve směru proudění měřeného média urazí stanovenou dráhu rychleji než vlnění procházející proti pohybu ($v_{AB} > v_{BA}$) viz obr. 7.29 [17].



Obr. 7.29 Princip měření průtoku ultrazvukovým průtokoměrem [17]

Obě doby průchodu t_{AB} a t_{BA} se měří nepřetržitě. Jejich rozdíl ($t_{BA} - t_{AB}$) je přímo úměrný střední rychlosti proudění měřeného média (v_m). Objemový průtok za jednotku času je přímo úměrný střední rychlosti proudění [17].

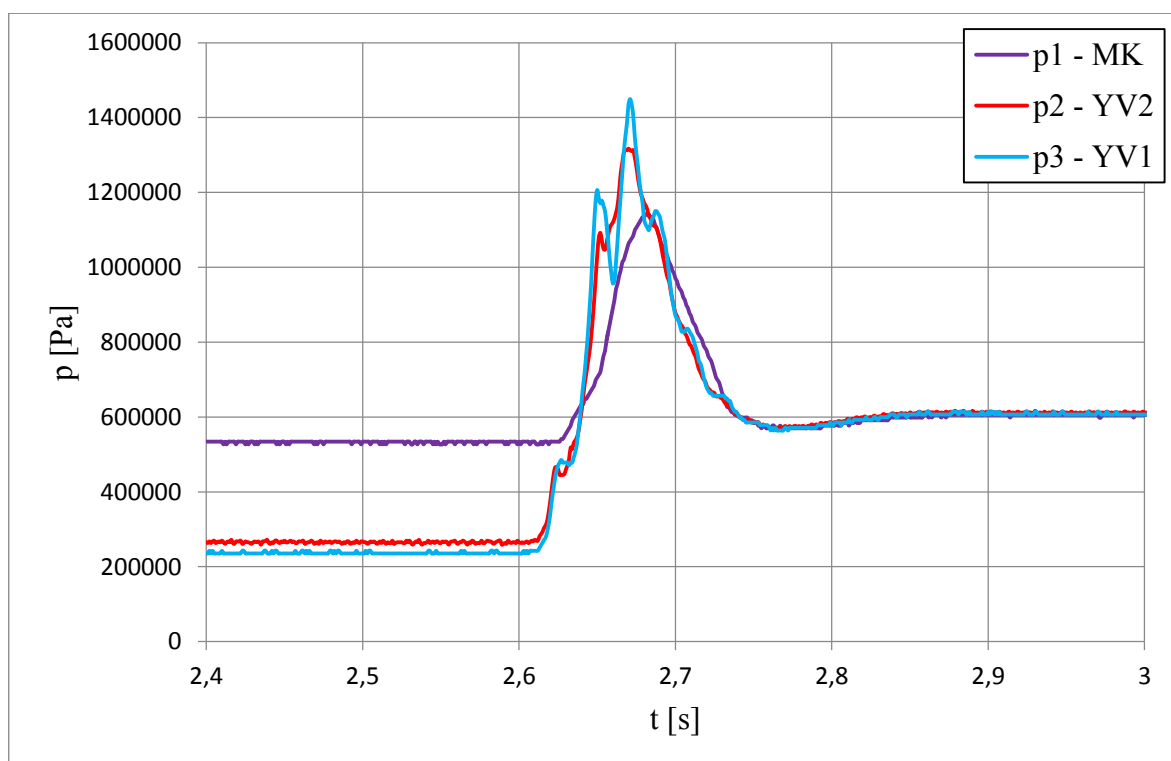
Výhodou těchto průtokoměrů je, že neobsahují žádné mechanické pohyblivé součásti, tudíž nijak neovlivňují tok, tlak ani vlastnosti měřeného média. Měření průtoku se provádí pomocí upínacích senzorů, které přenášejí údaje o měření do záznamového zařízení.

7.6.1. Vyhodnocení měření hydraulického rázu zavřením ventilu YV1

Postup měření je totožný jako u předchozích měření a je popsán v kapitole 7.4. Snímače tlaků byly také totožné. Na obr. 7.30 je vyhodnocen průběh tlaků v závislosti na čase. Ve srovnání s měřením, kde je v obvodu použit zubový průtokoměr je patrné, že na trati s přílohným průtokoměrem jsou při stejném průtoku vyšší tlaky v ustáleném stavu. Je to dáno tím, že zubový průtokoměr se dá považovat za odpor, který má vliv na tlaky v obvodu.

Průměrné hodnoty tlaků v ustáleném stavu jsou uvedeny v tab. 7.6. Tlak p_1 , který je měřen na měřicí kostce MK je vyšší zhruba o 200 000 Pa než v tlak p_1 měřen v obvodu se zubovým průtokoměrem. Tlaky p_2 a p_3 , měřené na ventilech jsou zhruba vyšší o 100 000 Pa při dvojnásobném průtoku.

Oba experimenty jsou pro přehlednost srovnány ve dvou grafech. V prvním grafu (obr. 7.33) jsou srovnány tlaky na měřicí kostce MK. Ve druhém grafu (obr. 7.34) jsou poté srovnány tlaky na ventilu YV1, který je u obou měření rázu uzavřen. Srovnání je uvedeno v kapitole 7.7, toto srovnání je však pouze informativní, jelikož při obou měřeních byly nastaveny různé tlaky na čerpadle.

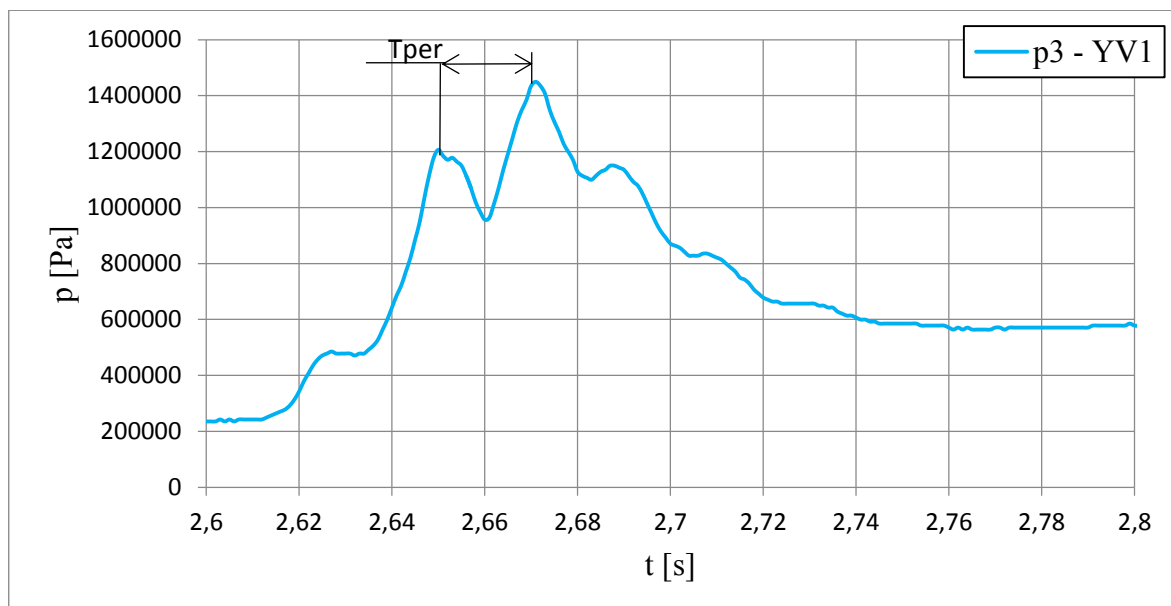


Obr. 7.30 Měřené průběhy tlaků v závislosti na čase

Tab. 7.6 – Průměrné hodnoty tlaků a průtoku v ustáleném stavu

Tlak	Průměrná naměřená hodnota tlaků v ustáleném stavu	Průměrná naměřená hodnota průtoku v ustáleném stavu
	[Pa]	[m ³ /s]
p_1	532166	0,00028
p_2	265302	
p_3	236926	

Stejně jako u předešlého měření je potřebné určit modul pružnosti kapaliny z rychlosti zvuku v kapalině. Na obr. 7.31 je zobrazen průběh tlaku p_3 měřený na ventilu YV1, který je během měření uzavřen. Z tohoto průběhu je opět určena perioda běhu vlny T_{per} , která je stěžejní pro všechny další výpočty. Čas první vlny je $t_1 = 2,649$ s. Čas druhé vlny je $t_2 = 2,67$ s.



Obr. 7.31 Určení periody doby běhu vlny z průběhu tlaku

7.6.2. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu

Výpočet periody T_{per} :

$$T_{per} = t_2 - t_1 = 2,67 - 2,649$$

$$T_{per} = 0,021 \text{ s}$$

Výpočet doby běhu vlny T_{bv} :

$$T_{bv} = \frac{T_{per}}{2} = \frac{0,021}{2}$$

$$T_{bv} = 0,0105 \text{ s}$$

Výpočet rychlosti zvuku v kapalině a_s :

$$a_s = \frac{2 \cdot l}{T_{bv}} = \frac{2 \cdot 9,65}{0,0105}$$

$$a_s = 1838,1 \text{ m/s}$$

Výpočet rychlosti proudění v :

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{0,00028}{\frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}}$$

$$v = 0,9 \text{ m/s}$$

Výpočet modulu pružnosti hydraulické kapaliny K :

$$K = a_s^2 \cdot \rho = 1838,1 \cdot 870$$

$$K = 2,94 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

Stoupnutí tlaku při hydraulické rázu Δp :

$$\Delta p = \rho \cdot a_s \cdot v = 870 \cdot 1838,1 \cdot 0,9$$

$$\Delta p = 14,46 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Reynoldsovo číslo Re :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,9 \cdot 0,02}{7,615 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 237,43 [1] \Rightarrow \text{Laminární proudění}$$

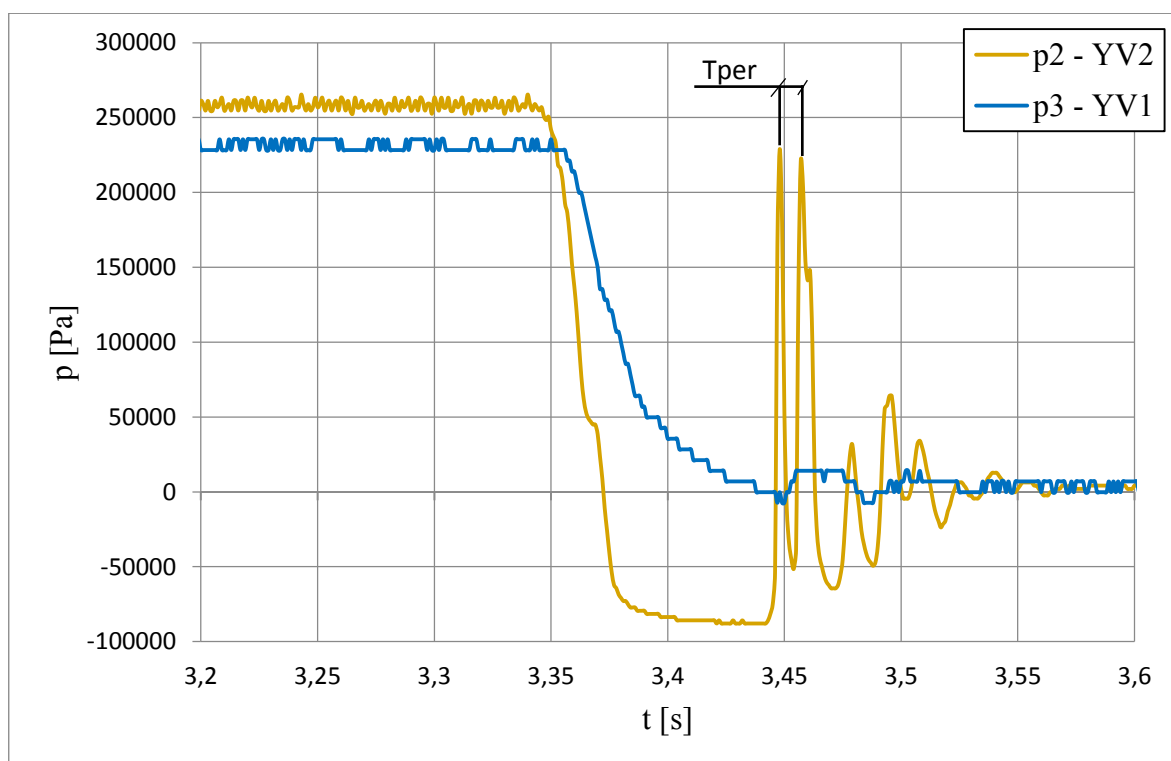
7.6.3. Vyhodnocení měření hydraulického rázu uzavřením ventilu YV2

V laboratoři proběhlo i měření hydraulického rázu uzavřením ventilu YV2. Postup měření i hydraulický obvod jsou totožné jako v předešlém případě. Rozdíl mezi těmito měřeními je pouze v tom, že je na ventilu YV2 použit jiný snímač tlaku než u měření hydraulického rázu uzavřením ventilu YV1. Specifikace použitého snímače je uvedena v tab. 7.7.

Tab. 7.7 Specifikace snímače tlaku p_2 , který byl vyměněn pro měření tlaku na ventilu YV2

Snímač	Typ	Parametry	El. výstup
Snímač tlaku p_2	Hydrotechnik PR 15	Tlak (-1÷6) bar Přesnost $\pm 0,5\%$	Analogový (4÷20) mA

Na obr. 7.32 je zobrazen průběh měřených tlaků při uzavření ventilu YV2. Je jasně viditelné, že průběh tlaků se značně liší od předešlých měření. Je to proto, že je ventil uzavřen na začátku vstupu do potrubí nikoliv na konci jako v předešlých případech. Tento hydraulický ráz se též nazývá nepřímý hydraulický ráz. Po uzavření ventilu dochází k poklesu tlaku p_2 přibližně na hodnotu -85 000 Pa a poté dochází k značným překmitům, než dojde k ustálení tlaku. Tlak na konci potrubí, tedy tlak na ventilu YV1 p_3 klesá po uzavření ventilu s malým překmitem na nulovou hodnotu. Průběh tlaku na měřicí kostce MK zůstává stejný jako při uzavření ventilu YV1. Pro přehlednost jsem tento tlak do obr. 7.32 nevykresloval.



Obr. 7.32 Průběh měřených tlaků na ventilech YV1 a YV2 při uzavření ventilu YV2

Průměrné hodnoty tlaků a průtoků před uzavřením ventilu YV2 jsou uvedeny v tab. 7.8. Na obr. 7.32 je také vyznačena doba běhu vlny T_{per} , jejíž hodnota je opět nezbytná pro výpočet základních parametrů hydraulického rázu. Jelikož je uzavřen ventil YV2 je nutné určit periodu z tlaku p_2 , který je měřen na tomto uzavřeném ventilu. Čas první vlny $t_1 = 3,448$ s. Čas druhé vlny $t_2 = 3,457$ s. Stejně jako v předešlých případech je také nutné znát délku mezi zdrojem tlaku a uzavíracím místem. Mezi čerpadlem HG1 a ventilem YV2 se nachází potrubí o délce $l = 4,65$ m.

Tab. 7.8 Průměrné hodnoty tlaků a průtoku před uzavřením ventilu YV2

Tlak	Průměrná naměřená hodnota tlaků v ustáleném stavu	Průměrná naměřená hodnota průtoku v ustáleném stavu
	[Pa]	[m ³ /s]
p_1	526272	0,00028
p_2	258113	
p_3	231580	

7.6.4. Výpočet základních parametrů hydraulického rázu

Výpočet periody T_{per} :

$$T_{per} = t_2 - t_1 = 3,457 - 3,448$$

$$T_{per} = 0,009 \text{ s}$$

Výpočet doby běhu vlny T_{bv} :

$$T_{bv} = \frac{T_{per}}{2} = \frac{0,009}{2}$$

$$T_{bv} = 0,0045 \text{ s}$$

Výpočet rychlosti zvuku v kapalině a_s :

$$a_s = \frac{2 \cdot l}{T_{bv}} = \frac{2 \cdot 4,65}{0,0045}$$

$$a_s = 2066,67 \text{ m/s}$$

Výpočet rychlosti proudění v :

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{0,00028}{\frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}}$$

$$v = 0,9 \text{ m/s}$$

Výpočet modulu pružnosti hydraulické kapaliny K :

$$K = a_s^2 \cdot \rho = 2066,67 \cdot 870$$

$$K = 3,72 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

Stoupnutí tlaku při hydraulické rázu Δp :

$$\Delta p = \rho \cdot a_s \cdot v = 870 \cdot 2066,67 \cdot 0,9$$

$$\Delta p = 16,26 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Reynoldsovo číslo Re :

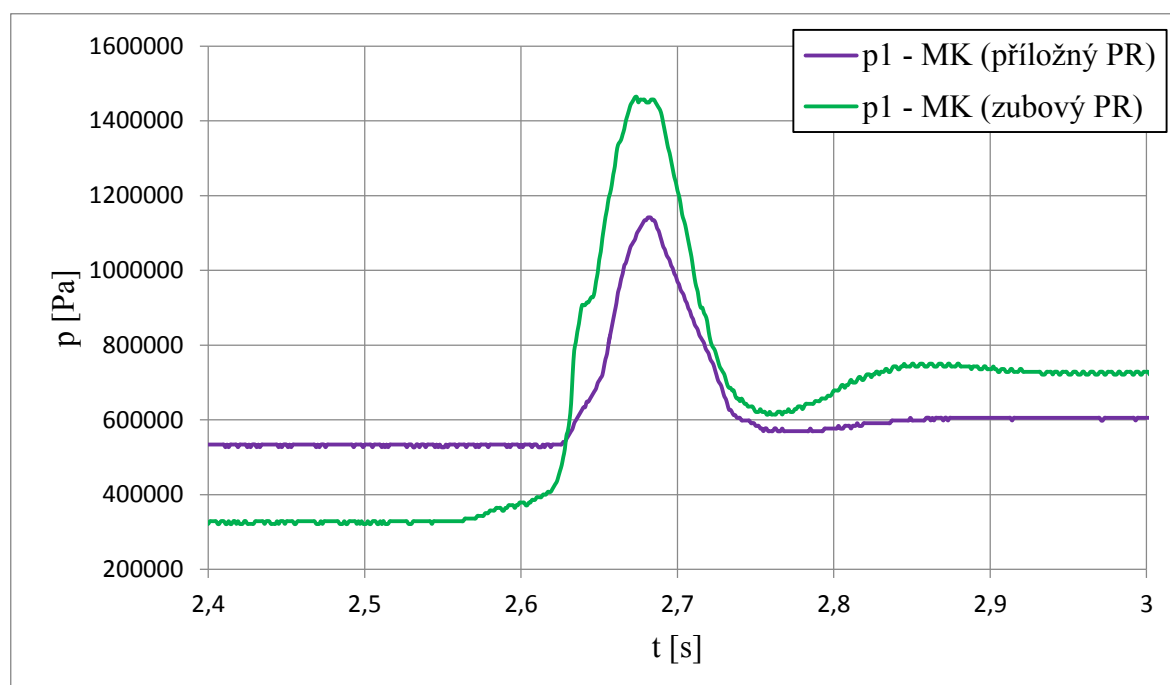
$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,9 \cdot 0,02}{7,615 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 237,43 [1] \Rightarrow \text{Laminární proudění}$$

7.7. Porovnání měření hydraulického rázu

Toto srovnání slouží pouze pro přehlednost a informativní účely, jelikož při měření hydraulického rázu byly pro každý obvod nastaveny jiné tlaky na čerpadle v ustáleném stavu. Při měření hydraulického rázu v obvodu, ve kterém byl měřen průtok zubovým průtokoměrem, se rovnal tlak na čerpadle $p = 248\,214$ Pa a průtok $Q_v = 9,048$ l/min. Při měření hydraulického rázu v obvodě, ve kterém byl měřen průtok příložným průtokoměrem, odpovídal tlak na čerpadle hodnotě $p = 317\,234$ Pa a hodnota průtoku byla téměř dvojnásobná $Q_v = 17,04$ l/min. Rozdíl mezi těmito tlaky je $69\,000$ Pa což je přibližně 21,75% rozdíl vzhledem k vyššímu tlaku.

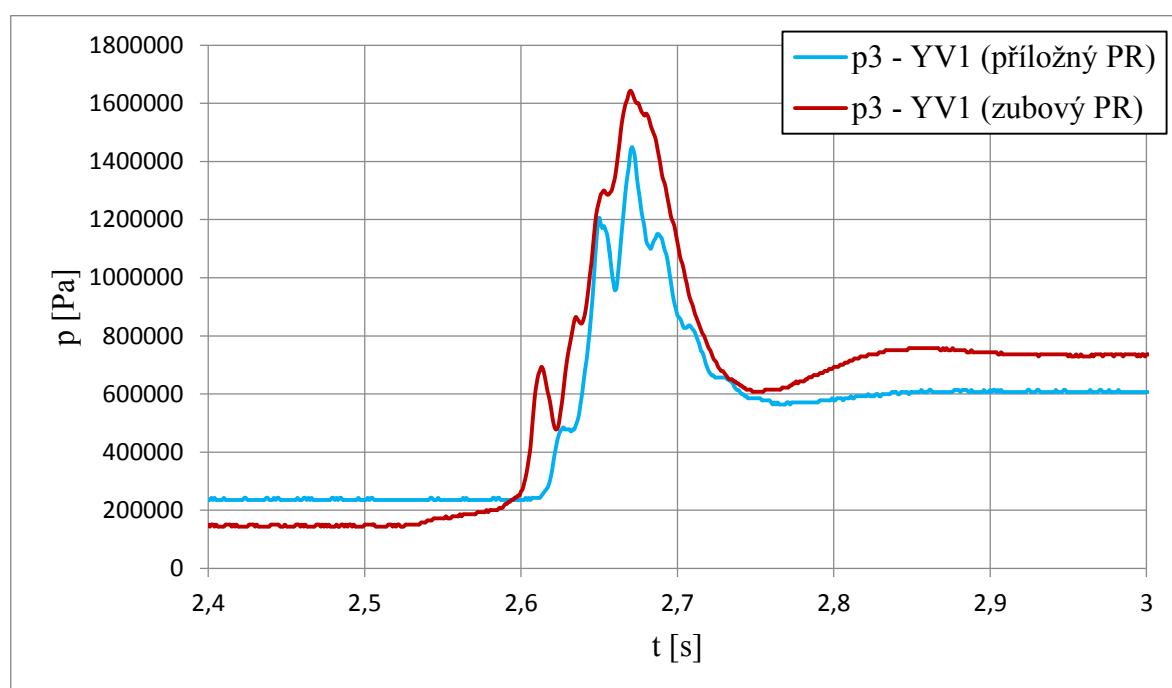
Na obr. 7.33 je porovnán průběh měřených tlaků na měřící kostce MK pro oba provedené experimenty. Z obrázku lze vidět, že i přes malý rozdíl mezi nastavenými tlaky na čerpadle se tlaky na měřící kostce MK v ustáleném stavu velmi liší. V obvodě, ve kterém byl využit příložný průtokoměr, je tlak na měřící kostce MK vyšší zhruba o $200\,000$ Pa než v obvodě, kde je k měření průtoku využit zubový průtokoměr, což je 38,46% rozdíl vzhledem k vyššímu tlaku. Je to způsobeno tím, že zubový průtokoměr je sám o sobě odporem, který velmi ovlivňuje tlaky v obvodě.



Obr. 7.33 Srovnání průběhu tlaků měřených na měřící kostce pro oba experimenty

Tlaková špička je u obou experimentů také velmi odlišná (obr. 7.33). V obvodě se zubovým průtokoměrem dosahuje tlaková špička přibližně hodnoty 14,5 barů, což je zhruba o 3 bary nižší než u druhého experimentu, což odpovídá 22,54% rozdílu vzhledem k vyššímu tlaku. Opět to může souviset s odporem zubového průtokoměru.

Porovnání průběhu tlaků měřených na ventilu YV1 je zobrazen na obr. 7.34. Z tohoto obrázku je vidět, že je menší tlaková špička při měření hydraulického rázu s využitím příložného průtokoměru o 12,28% vzhledem k vyššímu tlaku. Menší je i perioda, to lze přisoudit kratší době zavírání ventilu YV1 než v případě měření s využitím zubového průtokoměru. Na závěr této kapitoly bych dodal, že vhodnější by bylo porovnávat měření při nastavení stejného průtoku nikoliv tlaku.



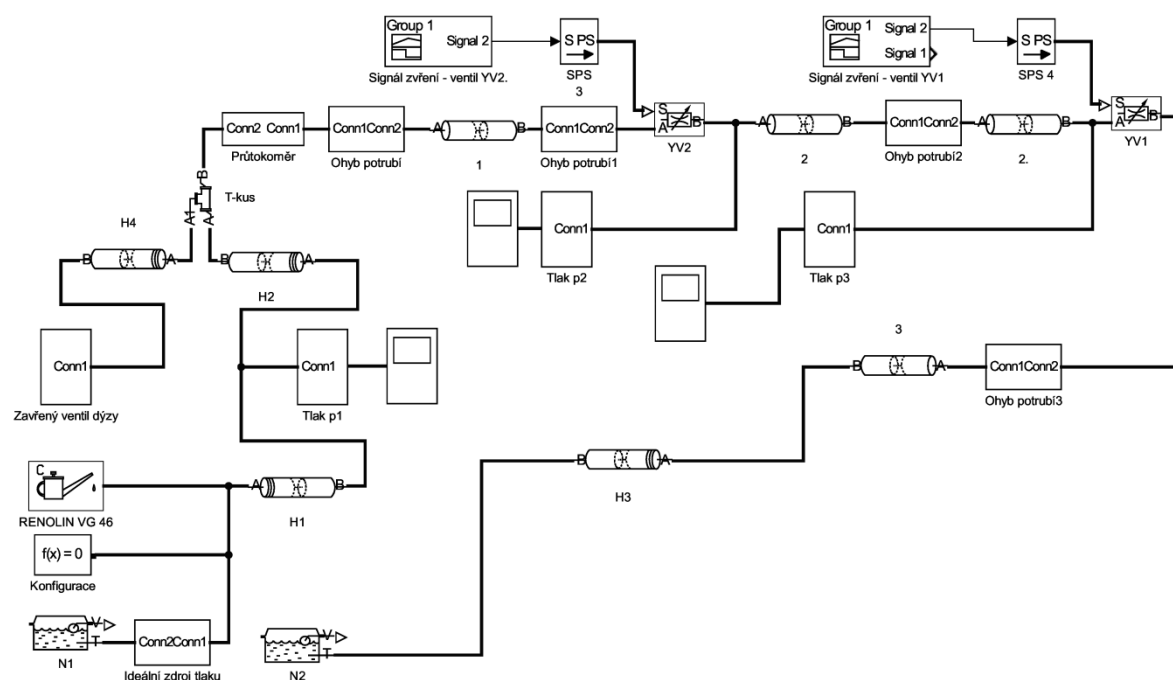
Obr. 7.34 Srovnání průběhu tlaků měřených na ventilu YV1 pro oba experimenty

8. Simulace – metoda elektrohydraulické analogie

Tvorba matematického modelu obvodu pro měření hydraulického rázu proběhla v prostředí programu Matlab – Simulink. V této kapitole bude popsán návrh matematického modelu, k jehož tvorbě byla využita knihovna SimHydraulics. V této knihovně se nacházejí matematické bloky, které představují reálné hydraulické prvky.

8.1. Návrh matematického modelu pro ustálený stav

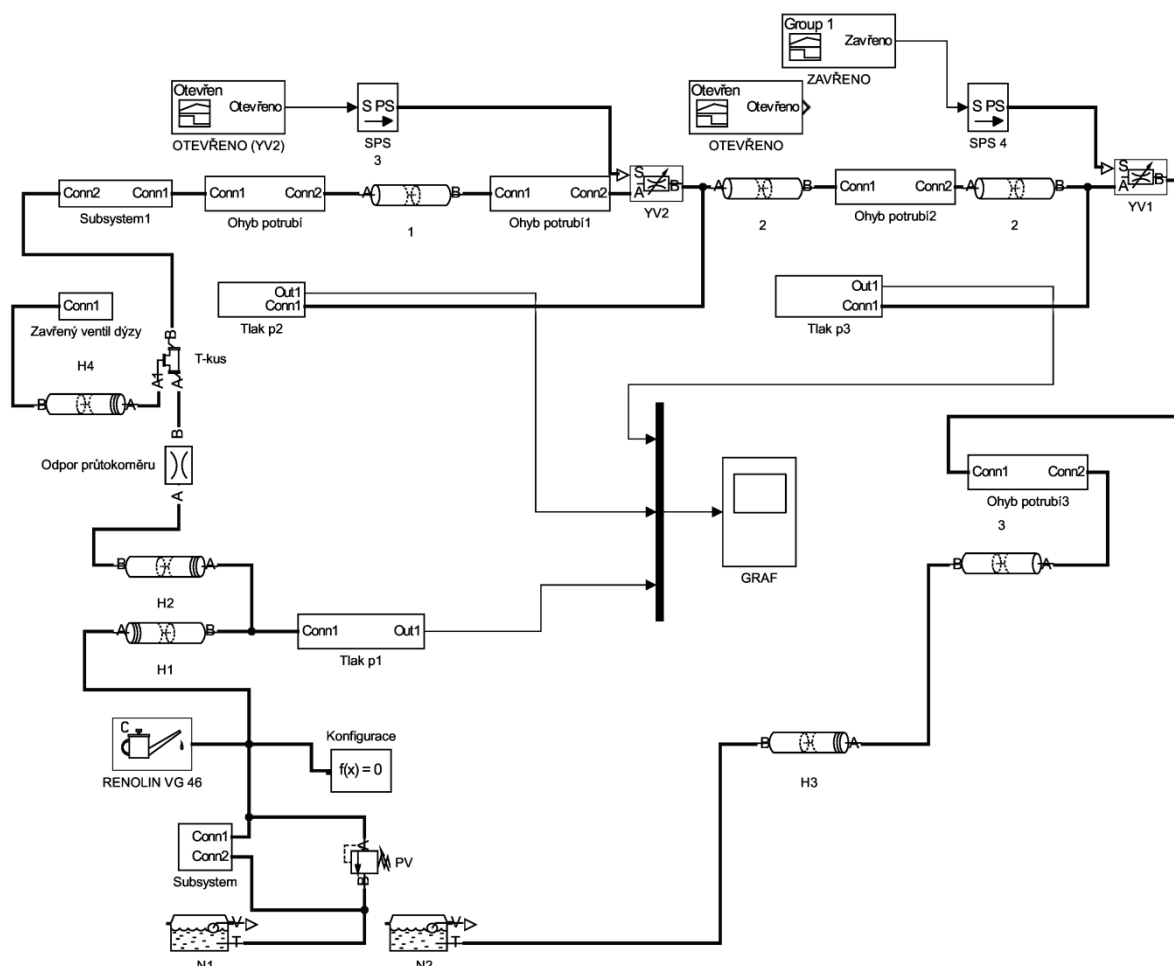
Matematický model slouží k odladění ustáleného stavu před hydraulickým rázem a je velmi důležitý pro další výpočty, které jsou doplněny o složitější prvky tak, aby co nejvíce model odpovídal reálné trati nacházející se v laboratoři. V matematickém modelu zobrazeném na obr. 8.1 je použit jako čerpadlo ideální zdroj tlaku. Do ideálního zdroje tlaku je veden signál v podobě konstanty, který odpovídá tlaku na vstupu do potrubí. Pro odladění ustáleného stavu je potřeba nastavovat průtokové součinitele na ventilech YV1 a YV2. Potrubí se uvažuje jako tuhé a ventily otevřené formou konstanty na signálech. Pro přehlednost je obr. 8.1 zjednodušen pomocí subsystémů, detailní schéma matematického modelu je k nalezení v příloze A diplomové práce.



Obr. 8.1 Matematický model, který slouží k odladění ustáleného stavu před hydraulickým rázem

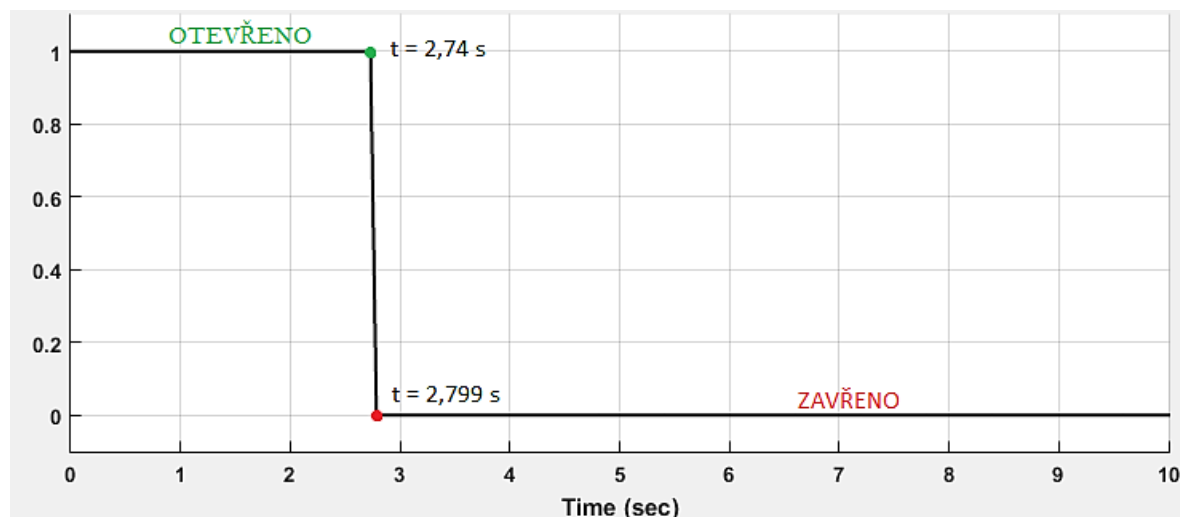
8.2. Návrh matematického modelu hydraulického obvodu se zubovým průtokoměrem

Na obr. 8.2 je zobrazen matematický model pro simulování hydraulického rázu v prostředí programu Matlab Simulink. Tento zobrazený matematický model je zjednodušen pomocí subsystémů pro lepší přehlednost. Matematický model pro měření hydraulického rázu je v plné velikosti k nalezení v příloze B diplomové práce. Oproti matematickému modelu, který slouží k odladění ustáleného stavu (obr. 8.1) je v tomto modelu zahrnutý odpor zubového průtokoměru a hadice H1, H2, H3 a H4 se uvažují jako pružné. Ideální zdroj tlaku je nahrazen blokem, který reprezentuje regulační čerpadlo použité v laboratoři. Do tohoto matematického modelu je také přidán pojistný ventil PV. Všechny použité prvky použité v matematickém modelu včetně jejich nastavených hodnot jsou uvedeny v kapitole 8.3.



Obr. 8.2 Zjednodušený matematický model pro měření hydraulického rázu

Řídicí signál pro uzavření ventilu YV1 je zobrazen na obr. 8.3, kdy je signál z hodnoty 1 (otevřen) skokově změněn na 0 (zavřen). Čas, ve kterém dojde k uzavření ventilu, odpovídá času uzavření ventilu při měření hydraulického rázu v laboratoři. Doba uzavírání odpovídá $t_{uz} = 59 \text{ ms}$ viz kapitola 7.1.



Obr. 8.3 Řídicí signál pro uzavření ventilu YV1

8.2.1 Popis matematických bloků pro model se zubovým průtokoměrem

Hydraulická kapalina (Custom Hydraulic Fluid)



Blok hydraulická kapalina určuje typ hydraulické kapaliny používané v hydraulickém obvodu. Tímto blokem lze určit vlastnosti hydraulické kapaliny jako je kinematická viskozita, hustota, objemový modul a relativní množství vzduchu. Vlastnosti hydraulické kapaliny jsou uvedené v tab. 8.1 [8].

Tab. 8.1 Vlastnosti hydraulické kapaliny

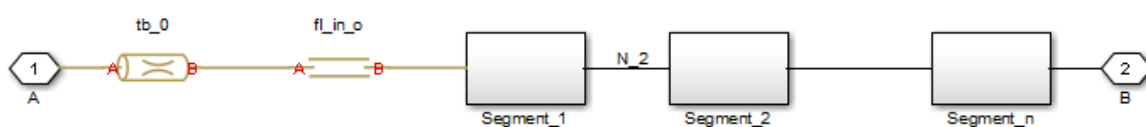
Hustota kapaliny:	870	kg/m^3
Kinematická viskozita:	$7,615 \cdot 10^{-5}$	m^2/s
Modul pružnosti kapaliny:	$2,45 \cdot 10^9$	Pa
Relativní množství vzduchu:	0,001	1

Segmentované potrubí (Segmented Pipeline)

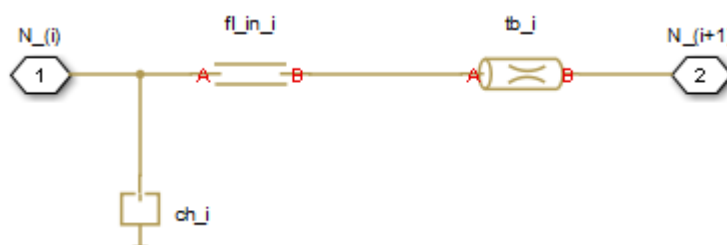
Blokový model segmentovaného potrubí reprezentuje hydraulické potrubí s kruhovým průřezem, které při simulaci proudění kapaliny zahrnuje stlačitelnost kapaliny a hydraulický odpor [8].

Předpokládá se, že čím větší je počet segmentů, tím přesnější je výpočet. S touto skutečností souvisí i doba výpočtu, jelikož čím více segmentů zvolíme, tím více bude výpočet časově náročný. Počet segmentů lze zvolit v základní nabídce bloku. Každý segment se skládá z bloku hydraulické kapaliny, odporu proti pohybu a setrvačnosti [8].

Bloky segmentovaného potrubí reprezentují v matematickém modelu vodorovné kovové potrubí. Vodorovné kovové potrubí není uvažováno jako pružné.



Obr. 8.4 Schéma stavby ekvivalentního obvodu potrubí [8]



Obr. 8.5 Schéma stavby jednoho segmentu segmentovaného potrubí [8]

Segmentované potrubí LP (Segmented Pipeline LP)

Blok segmentované potrubí LP je v podstatě totožný blok jako blok segmentovaného potrubí s tím rozdílem, že u tohoto bloku lze nastavit sklon bloku potrubí. Díky tomu lze vytvořit spád či stoupání potrubí. Výškové vlastností se navolí vertikální polohou počátečního a koncového bodu potrubí [8].



Bloky reprezentují v matematickém bloku pryžové hadice použité v obvodu. Hadice se uvažují jako pružné. K tomu, aby bylo potrubí uvažováno jako pružné, je potřebné určit součinitel tlaku a světlosti vedení, který je dán vztahem 8.1.

$$K_p = \frac{d}{E} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) \cdot \mu \quad (8.1.)$$

kde d vnitřní průměr hydraulického potrubí
 D vnější průměr hydraulického potrubí
 E Youngův modul pružnosti hydraulického potrubí
 μ Poissonova konstanta

V následujících rovnicích jsou vypočteny součinitele tlaku a světlosti vedení pro oba průměry pryžových hadic, které se nacházejí v laboratoři. Youngův modul pružnosti potrubí $E = 7 \cdot 10^9$ Pa a Poissonovou konstantu $\mu = 0,47$ jsem zvolil dle literatury pana Burečka [9].

$$K_{p16} = \frac{d}{E} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) \cdot \mu = \frac{0,016}{7 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{0,025^2 + 0,016^2}{0,025^2 - 0,016^2} \right) \cdot 0,47 = 2,565 \cdot 10^{-12} m/Pa$$

$$K_{p20} = \frac{d}{E} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \right) \cdot \mu = \frac{0,02}{7 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{0,03^2 + 0,02^2}{0,03^2 - 0,02^2} \right) \cdot 0,47 = 3,491 \cdot 10^{-12} m/Pa$$

Koleno (Elbow)



Blok představuje koleno jako lokální hydraulický odpor. Tlaková ztráta v kolenu je vypočtena empirickými vzorci na základě koeficientu tlakové ztráty. Je definován v závislosti na úhlu a zaoblení. Nastavení bloku ohybu potrubí je uvedeno v tab. 8.2. Všechny tyto bloky použité v matematickém modelu jsou nastaveny stejně [8].

Tab. 8.2 Tabulka nastavených parametrů bloků pro koleno

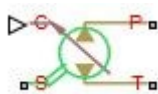
Průměr kolena:	0,02	m
Úhel kolena:	90	°
Typ kolena:	Smoothly curved elbow	
Kritické Reynoldsovo číslo::	12	1

Ideální zdroj tlaku (Hydraulic Pressure Source)



Tento blok je využit v matematickém modelu pro odladění ustáleného stavu. Představuje ideální zdroj tlakové energie. Blokové zapojení P a T odpovídá hydraulickým vstupním a výstupním kanálům a připojení S představuje připojení pro řídicí signál. V tomto bloku nelze nastavit žádné hodnoty [8].

Regulační čerpadlo (Variable Displacement Pump)



Blok představuje zařízení, které převádí energii z mechanického rotačního zařízení (motoru) do hydraulického obvodu. Zdvihový objem čerpadla se mění přivedením fyzického signálu do portu C. Porty P a T, představují vstup respektive výstup čerpadla a port S představuje hnací hřídel čerpadla [8].

Čerpadlo se dá zadat pomocí dvou způsobů parametrizace:

- maximální výchylka a ovládací člen zdvihu,
- zdvihový objem na ovládacím členu polohy desky.

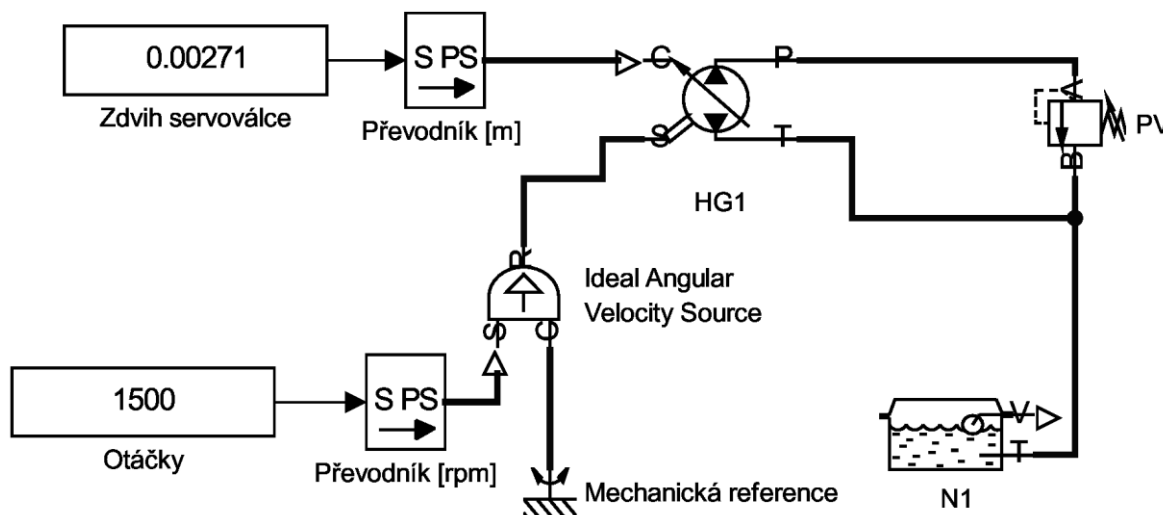
a) Parametrizace maximální výchylkou a ovládacího členu zdvihu

Pro tuto parametrizaci je nutné nastavit následující parametry čerpadla: maximální geometrický objem, maximální zdvih, objemová a celková účinnost, referenční tlak, referenční úhlová rychlost, referenční kinematická viskozita a referenční hustota kapaliny.

Dále bylo potřebné přivést do portu čerpadla C signál, který vyjadřuje polohu zdvihu servoválce. Tato poloha matematickému modelu říká, jaký geometrický objem je v danou chvíli nastaven. Hodnota zdvihu servoválce se dá určit z informativní charakteristiky čerpadla (obr. 7.4), která je uvedena v katalogovém listu čerpadla. Při průtoku $Q_v = 0,00015 \text{ m}^3/\text{s}$ je zdvih přibližně roven hodnotě $Z = 2,71 \text{ mm}$. Všechny zadané hodnoty pro parametrizaci maximální výchylky a ovládacího členu jsou uvedeny v tab. 8.3 a byly vyčteny v katalogovém listu čerpadla.

Příklad zapojení hydraulického agregátu je zobrazen na obr. 8.6. Zdvih servoválce je zadán konstantou přes převodník, který převádí konstantu na metry. Signál je poté připojen

do portu C matematického bloku čerpadla. Port S představuje hnací hřídel čerpadla spojenou s elektromotorem M1. Tlak z portu P je potom veden dále do matematického obvodu, který chrání před přetížením pojistný ventil PV. Výstup čerpadla, tedy port T je spojen z nádrží N1.



Obr. 8.6 – Příklad zapojení hydraulického agregátu

Tab. 8.3 Nastavené hodnoty čerpadla pro parametrizaci maximální výchylky a ovládacího členu

Maximální geometrický objem:	0,05122	l/ot
Maximální zdvih:	0,0229	m
Objemová účinnost:	0,95	
Celková účinnost:	0,85	
Referenční tlak:	32	MPa
Referenční úhlová rychlost:	157,08	rad/s
Referenční kinematická viskozita:	7,615e-5	m ² /s
Referenční hustota:	870	kg/m ³

b) Parametrizace zdvihového objemu na ovládacím členu polohy desky

Pro zadání čerpadla touto variantou je potřebné vyčíst z informativní charakteristiky (obr. 7.4) polohu ovládacího členu při daném průtoku. Hodnoty jsou odhadnuty, neboť zcela přesně určit tyto hodnoty bylo vzhledem ke kvalitě katalogového listu nemožné a jsou uvedeny v tab. 8.4. Charakteristika je uvedena pro otáčky $n_e = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Tab. 8.4 Hodnoty polohy ovládacího členu při daném průtoku

Průtok Q_v	Zdvih servoválce Z	Zdvih servoválce Z	Průtok Q_v	Geometrický objem V_g
[l/min]	[mm]	[m]	[m ³ /s]	[m ³]
10	3	0,0030	0,000167	$6,67 \cdot 10^{-6}$
20	6,2	0,0062	0,000333	$1,33 \cdot 10^{-5}$
30	9,5	0,0095	0,000500	$2,00 \cdot 10^{-5}$
40	12,3	0,0123	0,000667	$2,67 \cdot 10^{-5}$
50	15,4	0,0154	0,000833	$3,33 \cdot 10^{-5}$
60	18,7	0,0187	0,001000	$4,00 \cdot 10^{-5}$
70	21,7	0,0217	0,001167	$4,67 \cdot 10^{-5}$
76	22,9	0,0229	0,001267	$5,06 \cdot 10^{-5}$

Příklad výpočtu pro třetí řádek tab. 8.4:

$$V_g = \frac{Q}{n_e} = \frac{0,0005 \cdot 60}{1500} = 0,00002 \text{ m}^3$$

Barevně označené hodnoty v tab. 8.4, tedy zdvih a geometrický objem byly poté použity při zadávání čerpadla. Všechny zadané hodnoty u této parametrizace jsou uvedeny v tab. 8.5.

Tab. 8.5 Zadané hodnoty pro parametrizaci zdvihového objemu na poloze ovládacího členu

Maximální geometrický objem:	0,05122	l/ot
Tabulka geometrického objemu:	$[6,67 \cdot 10^{-6} \ 1,33 \cdot 10^{-5} \ 2,00 \cdot 10^{-5} \ 2,67 \cdot 10^{-5} \ 3,33 \cdot 10^{-5} \ 4,00 \cdot 10^{-5} \ 4,67 \cdot 10^{-5} \ 5,06 \cdot 10^{-5}]$	m ³ /ot
Kontrolní poloha zdvihu servoválce:	$[0,003 \ 0,0062 \ 0,0095 \ 0,0123 \ 0,0154 \ 0,0187 \ 0,0217 \ 0,0229]$	m
Objemová účinnost:	0,85	
Celková účinnost:	0,95	
Referenční úhlová rychlost:	157,08	rad/s
Referenční kinematická viskozita:	7,615e-5	m ² /s
Referenční hustota:	870	kg/m ³

Nádrž N1 a N2 (Constant Head Tank)



Blok nádrž představuje tlakovou hydraulickou nádrž, ve které je kapalina pod tlakem. Blok tvoří výšku hladiny vzhledem ke dnu nádrže. Hodnota objemu tekutin nemá vliv na výsledky simulace. Je zaveden pouze pro informativní účely. Nastaveny hodnoty bloku jsou uvedeny v tab. 8.6 [8].

Tab. 8.6 Parametry bloku Constant Head Tank (nádrž N1 a N2)

	N1	N2	
Přetlak:	0	0	Pa
Množství hydraulické kapaliny:	0,275	0,135	m
Počáteční množství:	200	200	dm ³
Vstupní průměr potrubí:	0,05	0,02	m
Ztrátový součinitel potrubí:	1,2	1,2	1

Průtokoměr (Ideal Hydraulic Flow Rate Source)



Hydraulický blok průtoku představuje ideální zdroj hydraulické energie, která je dostatečně velká k udržení průtoku na svém výstupu bez ohledu na tlakový rozdíl. Blokové zapojení A, B odpovídá hydraulickým vstupním a výstupním kanálům a připojení Q představuje signální port [8].

Ventil YV1 a YV2 (Variable Orifice)

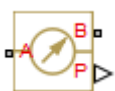


Ventily použité v laboratoři reprezentuje blok variabilní otvor. Tento blok byl zadán parametrizací maximální plochy a otevření. Pro tuto parametrizaci je pouze potřebné vypočítat maximální průtočnou plochu ventilu $S_{MAX} = 3,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$. Nastavené hodnoty pro ventily jsou uvedené v tab. 8.7 [8].

Tab. 8.7 Tabulka nastavených hodnot pro ventily YV1 a YV2

	YV1	YV2	
Maximální průtočná plocha:	$3,15 \cdot 10^{-4}$	$3,15 \cdot 10^{-4}$	m ²
Maximální otevření ventilu:	1	1	m
Průtokový součinitel:	0,0275	0,025	1
Počáteční otevření:	0	0	m
Kritické Reynoldsovo číslo:	12	12	1
Lekáž:	$1 \cdot 10^{-12}$	$1 \cdot 10^{-12}$	m ²

Snímač tlaku (Hydraulic Pressure Sensor)



Blok snímače tlaku představuje ideální snímač hydraulického tlaku, který převádí hydraulický tlakový rozdíl měřený mezi dvěma body. Tzn., měří tlakový spád mezi dvěma body. Obsahuje připojovací porty A, B a port P což je signální port. U tohoto bloku nelze nastavit žádnou hodnotu [8].

Odpor průtokoměru (Fixed Orifice)



Blok pevná clona byl využit pro stanovení odporu zubového průtokoměru. Jedná se o model bloku, který definuje průtok ostrohranným otvorem. Nastavené hodnoty tohoto bloku jsou uvedeny v tab. 8.8 [8].

Tab. 8.8 Nastavené parametry bloku reprezentujícího odpor zubového průtokoměru

Průtočná plocha:	$3,15 \cdot 10^{-4}$	m ²
Průtokový koeficient:	0,2	
Kritické Reynoldsovo číslo:	12	

Pojistný ventil (Pressure Relief Valve)



Blok pojistný ventil reprezentuje model hydraulického pojistného ventilu. Blokové zapojení A, B odpovídá vstupnímu a výstupnímu kanálu (portu). Blok je při nastaveném tlaku uzavřený, po překročení nastaveného tlaku se otevře [8].

U tohoto bloku je nastaveno dynamické otevírání. Dynamika otevírání ventilu je popsána v kapitole 5. Nastavené hodnoty tohoto bloku jsou uvedeny v tab. 8.9.

Tab. 8.9 Nastavení bloku pojistného ventilu

Maximální průtočná plocha:	$3,15 \cdot 10^{-4}$	m^2
Pojistný tlak:	$7 \cdot 10^5$	Pa
Rozsah tlakové regulace:	140000	Pa
Průtokový součinitel:	0,031	
Čas otevírání:	0,012	s
Počáteční plocha:	$1 \cdot 10^{-12}$	m^2

Převodník PS - S (PS-Simulink Converter)



Blok převodník převádí fyzický signál na výstupní signál Simulinku.

Lze nastavit pouze jednotku vstupního signálu. Blok převodníku je použit pro převod signálu z tlakových snímačů a snímače průtoku [8].

Převodník SP - S (Simulink-PS Converter)



Blok převodník převádí vstupní bezrozměrný signál na fyzikální výstupní signál. Lze nastavit pouze jednotku vstupního signálu. Tento blok je použit pro převod polohy ovládací desky čerpadla, pro převod otáček čerpadla a pro uzavření ventilu [8].

T - kus (T - junction)



Blok T – kus představuje blok, kde se hlavní směr proudění rozděluje i do dvou směrů proudění, tzn., že kapalina může proudit z portu A do portu B a portu A1. Z portu A1 může kapalina proudit i do portu B. U tohoto bloku je nastaven pouze průměr hlavní a vedlejší větve $d = 0,02 \text{ m}$ [8].

Graf (Scope)



Blok graf slouží k vykreslení grafické závislosti zvolené veličiny v čase. Nelze u něj nastavit žádnou hodnotu.

MUX



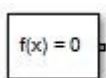
Blok MUX umožňuje převést libovolný počet vstupů do jednoho výstupu.

Konstanta (Constant)



Pomocí tohoto bloku lze zadávat reálné či komplexní konstantní hodnoty. Výstup bloku má stejný parametr jako hodnota bloku [8].

Výpočtová konfigurace (Solver Configuration)



Blok výpočtová konfigurace slouží k definici rovnic použitých v simulaci [8].

Referenční bod (Mechanical Translational Reference)



Blok referenční bod představuje mechanický translační bod či rám pro všechny mechanické translační porty. Připojuje se ke všem translačním portům, které jsou připevněny k rámu nebo zemi [8].

Hydraulická reference (Hydraulic Reference)



K bloku hydraulická reference je připojení k atmosférickému tlaku. K tomuto bloku se připojují porty všech prvků, které je potřeba spojit s atmosférou. [8]

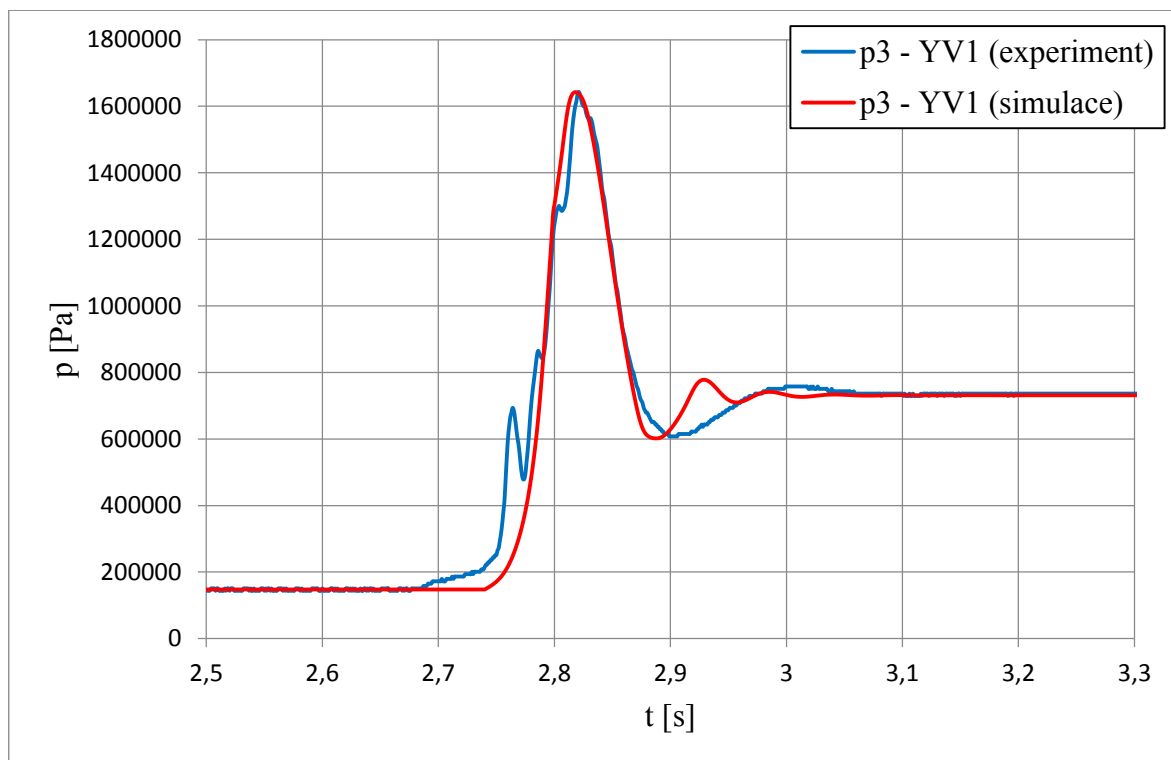
Signál otevření či uzavření (Signal Builder)



Blok signálu slouží k nastavení časového průběhu uzavírání či otevírání ventilů YV1 a YV2.

8.2.2. Vyhodnocení a porovnání simulace hydraulického rázu s měřením (obvod se zubovým průtokoměrem)

V této kapitole je vyhodnocena a srovnána simulace s měřením hydraulického rázu zavřením ventilu YV1. Všechny bloky v obvodu jsou nastaveny dle kapitoly 8.2. Porovnání měření se simulací je zobrazeno na obr. 8.7.

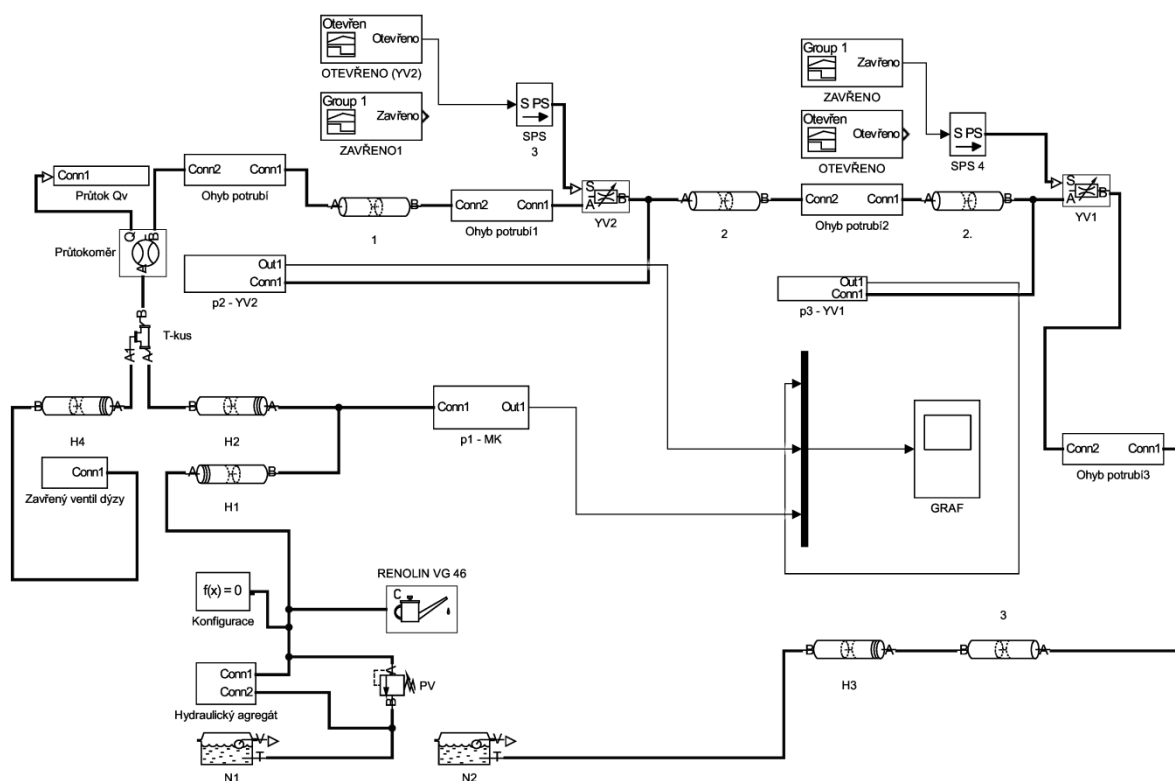


Obr. 8.7 Porovnání průběhu tlaku p_3 pro simulaci a experiment

Z obr. 8.7 je patrné, že tlaková špička dosahuje jak u simulace, tak i u měření přibližně stejných hodnot. Průběh tlaku je u simulace mnohem hladší než u měření. U simulace je také patrná menší perioda než u měření.

8.3. Návrh matematického modelu hydraulického obvodu s příložným průtokoměrem

Matematický model sloužící k měření hydraulického rázu s použitím příložného průtokoměru je zobrazen na obr. 8.8. Schéma tohoto matematického modelu je opět zjednodušeno pomocí subsystémů. V příloze C diplomové práce je k nalezení detailní schéma tohoto matematického modelu. Oproti matematickému modelu, ve kterém je použit zubový průtokoměr chybí v tomto modelu odpor průtokoměru a jsou pozměněny průtokové součinitele ventilů YV1 a YV2. Jinak se tyto modely od sebe neliší. Odpor průtokoměru je vynechán, jelikož příložný průtokoměr žádným způsobem neovlivňuje proudění hydraulické kapaliny v obvodu.

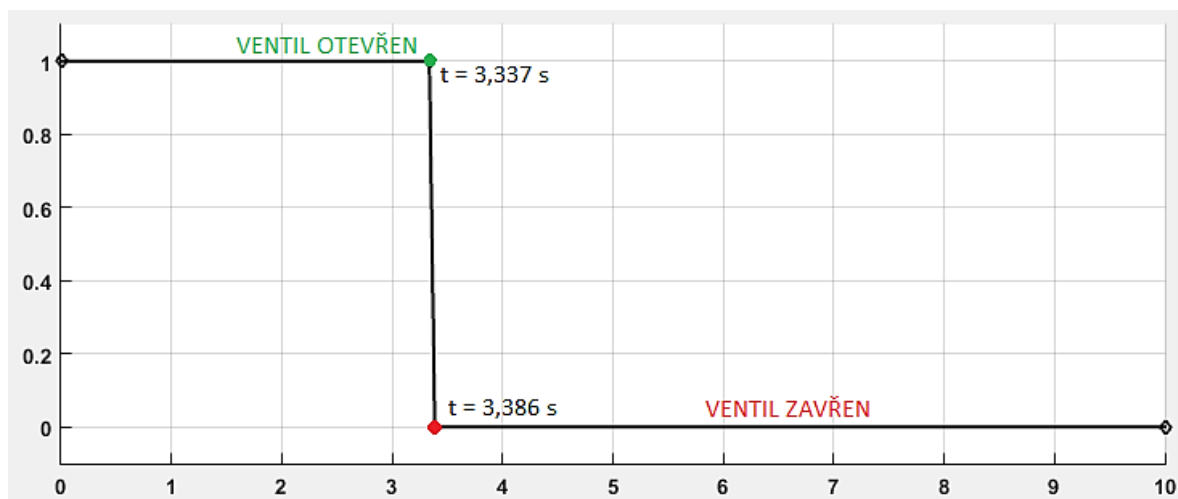


Obr. 8.8 Matematický model, který slouží k měření hydraulického rázu s využitím příložného průtokoměru

Na obr. 8.9 je zobrazen řídicí signál pro uzavření ventilu YV1. Čas uzavření odpovídá času, kdy je ventil uzavřen při měření hydraulického rázu v laboratoři. Doba uzavírání pro průtok $Q_v = 17,04 \text{ l/min}$ je $t_{uz} = 0,049 \text{ s}$. Doba uzavření ventilu je odečtena z obr. 7.9, který se nachází v kapitole 7.1. Na obr. 8.10 je zobrazen řídicí signál pro uzavření ventilu YV2.



Obr. 8.9 Řídicí signál uzavírající ventil YV1



Obr. 8.10 Řídicí signál uzavírající ventil YV2

8.3.2. Pozměněné matematické bloky pro model s příložným průtokoměrem

V této podkapitole jsou uvedeny pozměněné matematické bloky lišící se oproti matematickým blokům, které jsou použity v matematickém modelu pro měření hydraulického rázu, kde je k měření průtoku využit zubový průtokoměr.

Hydraulická kapalina (Custom Hydraulic Fluid)



U tohoto bloku je pozměněn pouze modul pružnosti kapaliny. Pro simulaci zavření ventilu YV1 je modul pružnosti kapaliny $K = 2,94 \cdot 10^9$ Pa. Pro simulaci zavření ventilu YV2 je $K = 3,7 \cdot 10^9$ Pa.

Ventil YV1 a YV2 (Variable Orifice)



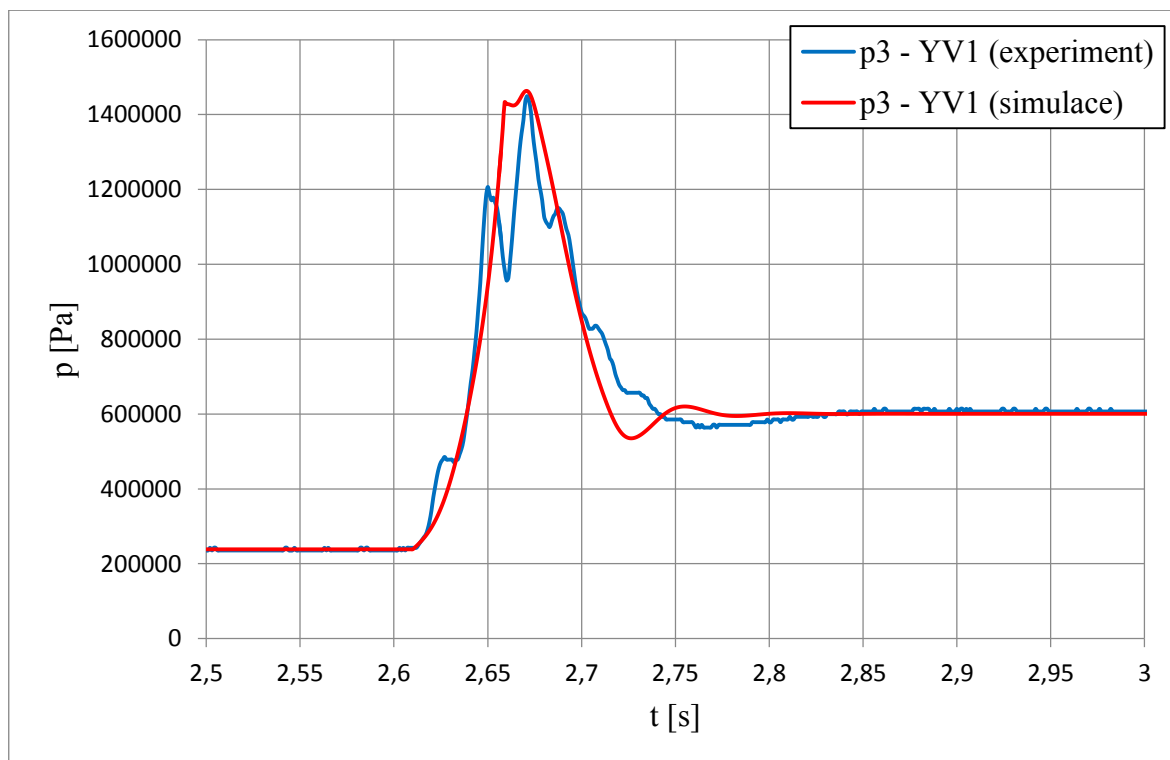
Pozměněnou hodnotou u ventilů YV1 a YV2 je průtokový součinitel. Jak pro měření hydraulického rázu zavřením ventilu YV1, tak i pro měření rázu zavřením YV2 jsou hodnoty průtokového součinitele stejné. Nastavené hodnoty jsou uvedeny v tab. 8.10. Průtokové součinitele jsou změněny z toho důvodu, že v obvodě se již nevyskytuje odpor v podobě zubového průtokoměru a je jiný průtok.

Tab. 8.10 Pozměněné hodnoty průtokových součinitelů na ventilech YV1 a YV2

	YV1	YV2	
Průtokový součinitel:	0,04	0,041	1

8.3.3. Vyhodnocení a porovnání simulace měření hydraulického rázu s měřením

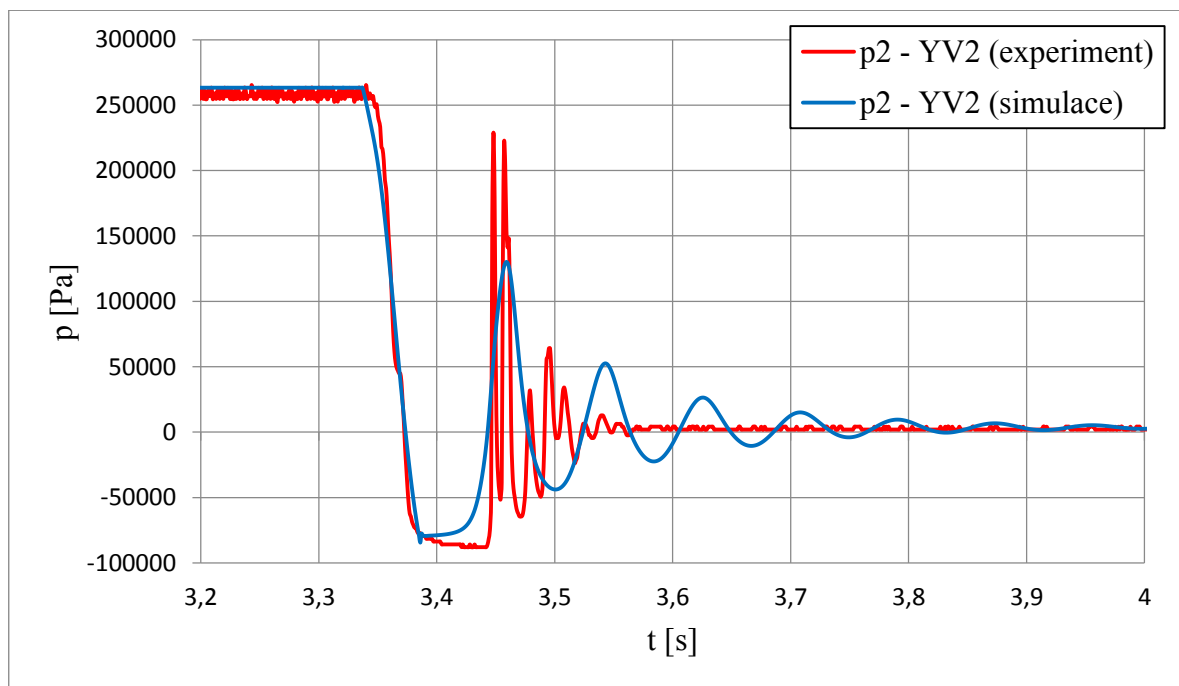
V této kapitole je postupně srovnána simulace měření hydraulického rázu s měřením hydraulického rázu v laboratoři uzavřením ventilu YV1 a YV2. Srovnání odpovídající pro uzavřený ventil YV1 je zobrazeno na obr. 8. 11.



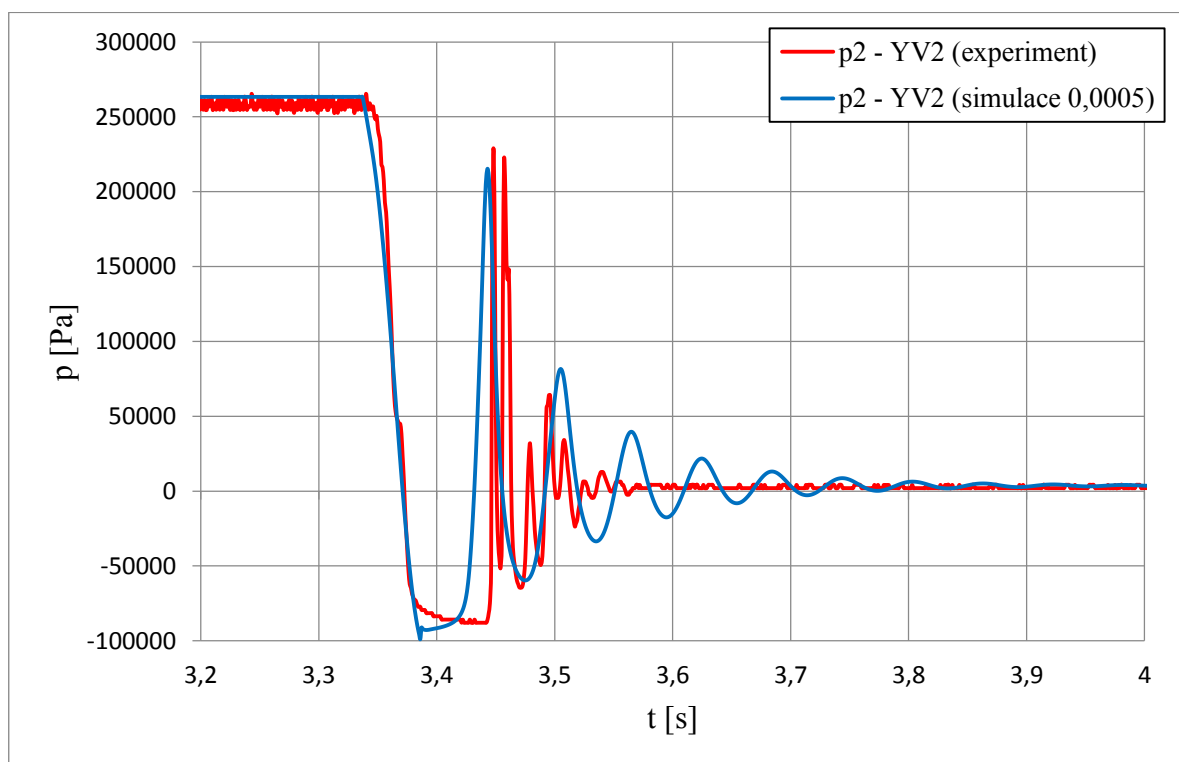
Obr. 8.11 Porovnání průběhu tlaku p_3 pro simulaci měření hydraulického rázu s měřením

Z obr. 8.11 patrné, že tlaková špička dosahuje přibližně stejných hodnot jak pro simulaci, tak i pro měření. Simulace má opět hladší průběh tlaku než měření. Je také patrné, že simulace dosahuje menší periody než měření.

Na obr. 8.12 je porovnána simulace měření hydraulického rázu s měřením v laboratoři uzavřením ventilu YV2. Lze si povšimnout, že simulace má opět hladší průběh tlaku než průběh tlaku u měření. Experiment se vyznačuje mnohem menší periodou než simulace, také lze říci, že u měření dochází ke značně větším překmitům než u simulace. Pro zajímavost je na obr. 8.13 srovnán tentýž experiment se simulací, ve které jsem nastavil relativní množství z hodnoty 0,001 na hodnotu 0,0005. Průběh tlaku se velmi liší od předchozí simulace a lze konstatovat, že simulace se více podobá experimentu. Z toho je patrné, že obsah vzduchu v hydraulické kapalině má velký vliv na výpočty a simulace.



Obr. 8.12 Porovnání průběhu tlaku p_2 pro simulaci měření hydraulického rázu s měřením



Obr. 8.13 Porovnání simulací s různým obsahem relativního množství vzduchu s měřením hydraulického rázu

9. Závěr

Cílem diplomové práce je prověřit dynamické chování proudění v potrubí s olejem při záměrně vyvolaném hydraulickém rázu. V úvodní teoretické části jsou velmi stručně popsány rozdíly mezi ustáleným a neustáleným prouděním. Hovoříme-li o hydraulickém rázu, můžeme říci, že jde o typický příklad neustáleného též nestacionárního proudění kapaliny. Další kapitola v teoretické části je věnována objemovému modulu pružnosti kapaliny a obsahu rozpuštěného a nerozpuštěného vzduchu v hydraulické kapalině. Tyto vlastnosti kapaliny dokážou výrazně ovlivnit dynamické chování hydraulického systému, a proto je třeba zahrnout všechny parametry i při matematickém modelování. Každá nepatrná změna jedné z těchto vlastností kapaliny může ovlivnit výrazným způsobem matematický model. V další části teorie se zabývám dynamikou tlakového ventilu. Uvedené rovnice v této kapitole popisují dynamiku otevírání nepřímo řízeného dvoustupňového ventilu, který se nachází v laboratoři. Poslední kapitola v teoretické části popisuje samotné matematické modelování a jeho tvorbu.

V praktické části je dynamické chování proudění kapaliny ověřováno pomocí experimentů na hydraulickém obvodu, který se nachází v laboratoři N108. Jedná se o jednoduchý hydraulický obvod, který přečerpává hydraulickou kapalinu z jedné nádrže do druhé. Mezi nádržemi lze provádět měření rázu pomocí zavření některého z ventilů nacházejících se v obvodu. Čerpadla respektive jejich elektromotory jsou ovládány pomocí demonstračního stendu. Pomocí stendu lze také otevírat či uzavírat ventily, dají se sledovat poruchy systému, stavy hladin hydraulické kapaliny v nádržích a také lze pomocí tohoto stendu prověřit, jestli je či není zanesen odpadní filtr. Ovládání demonstračního stendu je popsáno v jedné z kapitol stejně jako popis hydraulického obvodu, postup měření a jeho vyhodnocení. Pro měření průtoku jsou v laboratoři využity zubový průtokoměr a příložený ultrazvukový průtokoměr. Obě varianty jsou popsány v kap. 7.5 a 7.6. Pokud jsou srovnána obě měření, lze říci, že zubový průtokoměr se jeví v obvodě jako značný odpor, který je těžké matematicky modelovat. Pro budoucí měření a modelování s využitím tohoto průtokoměru by bylo vhodné ho proměřit a stanovit jeho vliv na hydraulický obvod.

Matematické modelování hydraulického rázu je uskutečněno na základě okrajových podmínek získaných z měření rázu v laboratoři jako 1D v prostředí programu Matlab SimHydraulics. Jako první matematický model je vytvořen obvod, ve kterém reprezentuje čerpadlo ideální zdroj tlaku. V tomto matematickém modelu není uvažována pružnost

potrubí a také zde není zahrnut odpor zubového průtokoměru. Lze říci, že jde o velmi zjednodušený model, který slouží pouze k odladění ustáleného stavu před hydraulickým rázem.

Druhý matematický model již slouží pro simulování hydraulického rázu. Tento model reprezentuje hydraulický obvod z laboratoře, ve kterém je využit k měření průtoku zubový průtokoměr. Odpor tohoto průtokoměru je v modelu vyjádřen pomocí bloku pevná clona. Ideální zdroj tlakové energie byl nahrazen blokem regulačního čerpadla a potrubí reprezentující pryžové hadice z laboratoře se uvažuje jako pružné. Do tohoto modelu je také přidán pojistný ventil, u kterého je nastaveno dynamické otevírání. Součástí diplomové práce je i srovnání měření se simulacemi. Srovnáme-li měření zavřením ventilu YV1 v obvodu, ve kterém je využit k měření průtoku zubový průtokoměr se simulací (obr. 8.7), tak je vidět, že průběh tlaku u simulace je hladší než průběh tlaku u měření. Tlaková špička dosahuje přibližně stejných hodnot, avšak perioda dosahuje u simulace menších hodnot.

Třetí matematický model odpovídá hydraulickému obvodu v laboratoři, ve kterém je využíván k měření průtoku neinvazivní ultrazvukový průtokoměr. Oproti předchozímu modelu se tento model liší tím, že je odstraněn odpor průtokoměru. Odpor průtokoměru je odstraněn proto, že ultrazvukový průtokoměr žádným způsobem neovlivňuje proudící médium na rozdíl od zubového průtokoměru. Z tohoto důvodu jsou také odlišně nastaveny průtokové součinitele ventilů YV1 a YV2. Další změnou je nastavení modulu pružnosti kapaliny, který je vypočten na základě dat z laboratorního měření. U srovnání měření se simulací (obr. 8.11), je vidět podoba s předchozím srovnáním. Simulace má hladší průběh tlaku a menší periodu. Tlaková špička opět dosahuje přibližně stejných hodnot.

Pro obvod s příložným průtokoměrem je také srovnán experiment se simulací zavřením ventilu YV2 (obr. 8.12). Ze srovnání je patrné, že experiment se velmi liší od simulace. Lze si povšimnout, že simulace má opět hladší průběh tlaku než průběh tlaku u měření. Experiment se vyznačuje mnohem menší periodou než simulace, také lze říci, že u měření dochází ke značně větším překmitům než u simulace. Pro zajímavost je zobrazeno i srovnání experimentu se simulací, ve které je snížen obsah množství vzduchu (obr. 8.13). Dá se konstatovat, že simulace je po změně množství vzduchu více ve shodě s měřením. Došlo ke značnému snížení periody a nárůstu překmitů tlaku.

10. Seznam použité literatury

- [1] KOZUBKOVÁ, M. *Matematické modely kavitace a hydraulického rázu*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 130 s. ISBN 978-80-248-2043-9.
- [2] NOSKIEVIČ, J. *Hydromechanika*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980.
- [3] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin* [online]. 2002. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2002 [cit. 2016-03-10].
Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
- [4] KOZUBKOVÁ, M. *Dynamika hydraulických systémů* [online]. 2005. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005 [cit. 2016-03-10].
Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/dynamika2005.pdf>
- [5] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995. ISBN 80-7078-297-8.
- [6] KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX* [online]. 2008. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008 [cit. 2016-03-10].
Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>
- [7] KOZUBKOVÁ, M. *Simulace a modelování hydraulických systémů* [online]. 2009. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009
Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Simulace2009.pdf>
- [8] MATLAB SimHydraulics, [online]. 2017.
<http://www.mathworks.com/help/index.html>
- [9] BUREČEK, A. *Interakce kapaliny a stěny potrubí při nestacionárním proudění*. Ostrava 2013. Disertační práce VŠB-TU Ostrava, vedoucí práce prof. RNDr. Milada Kozubková, Csc.
- [10] DVOŘÁK, L. *Vlastnosti tekutin* [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010.
<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Dvorak-vlastnosti-tekutin.pdf>
- [11] KOPÁČEK, J. *Vzduch v minerálním oleji a jeho měření*. Strojírenství 36, 1986, Nr. 1, pp. 656-662.
- [12] WILL, D., GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2008, 4. vyd., 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.
- [13] ZYMÁK, V. *Dynamika pulsujícího průtoku*. Brno, 1994. 210s. ISBN 80-85895-00-5.
- [14] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex a.s. 1999. 276 s. ISBN 90-7078-297-8.

- [15] TOS RAKOVNÍK. *Návod k obsluze – axiální pístové hydrogenerátory*. Prospekt. 8s.
- [16] ŠTÁVA, P., KOZUBKOVÁ, M. *Aplikovaná mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995.

Internetové zdroje

- [17] Ultrazvukové průtokoměry – Měřicí princip, KROHNE Česká republika [online].
<http://cz.krohne.com/cs/vyrobky/mereni-prutoku/ultrazvukove-prutokomery/merici-princip/>
- [18] *HYDROVER - Circuiti integrati oleodinamici* [online].
http://www.hydrover.it/pdf/OD15XYZS0_VEI-8A-06-NA.pdf
- [19] Lynch Fluid Controls : Home [online].
<http://lynch.ca/docs/ATOS%20Product%20PDF%20Docs/ATOS%20Conventional%20Valves/C045.pdf>

11. Seznam příloh

- A. Schéma matematického modelu, který slouží k odladění ustáleného stavu.
- B. Schéma matematického modelu, reprezentující hydraulický obvod, ve kterém je použit k měření průtoku zubový průtokoměr.
- C. Schéma matematického modelu, reprezentující hydraulický obvod, ve kterém je k měření průtoku využit neinvazivní ultrazvukový průtokoměr.
- D. Obsah souborů na CD-ROM.